



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH NANOFLUIDA TERHADAP UNJUK KERJA MESIN PENGKONDISIAN UDARA

KARINA RAHMA SURYANI
NRP 2113100131

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH NANOFLUIDA TERHADAP UNJUK KERJA MESIN PENGKONDISIAN UDARA

KARINA RAHMA SURYANI
NRP 2113100131

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 141585

PERFORMANCE ASSESSMENT OF NANOFLUID USED IN AIR CONDITIONING UNIT

KARINA RAHMA SURYANI
NRP 2113100131

Academic Advisor
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, PhD

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Industrial Technology Faculty
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH NANOFLUIDA
TERHADAP UNJUK KERJA MESIN
PENGKONDISIAN UDARA**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memeroleh Gelar Sarjana Teknik
pada

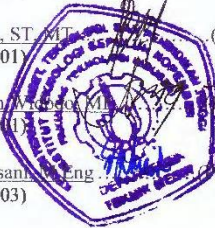
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh:

KARINA RAHMA SURYANI
NRP 2113 100 131

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, PhD (Pembimbing)
(NIP. 197105241997021001)
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji I)
(NIP. 197301161997021001)
3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Wibisono, MT (Penguji II)
(NIP. 195312191981031001)
4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsanudin, Eng. (Penguji III)
(NIP. 195310191979031003)



SURABAYA
Juli, 2017

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH NANOFLUIDA TERHADAP UNJUK KERJA MESIN PENGKONDISIAN UDARA

Nama Mahasiswa : Karina Rahma Suryani
NRP : 2113100131
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing: Ary Bachtiar K. P., ST, MT, PhD

Abstrak

Pada tahun 2015, kebutuhan tenaga listrik nasional mencapai 232.52 TWh, dengan kontribusi sektor rumah tangga mencapai 44%. Hal ini disebabkan oleh peningkatan pemanfaatan energi listrik seiring dengan pertumbuhan penduduk dan perkembangan teknologi peralatan rumah tangga, salah satunya mesin pengkondisian udara (air conditioning unit, AC). AC digunakan untuk mengatur kondisi udara di dalam ruangan agar penghuni di dalamnya merasa nyaman. AC yang paling umum digunakan oleh masyarakat adalah AC split yang terdiri dari empat komponen dasar sistem refrigerasi siklus kompresi uap, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Unjuk kerja AC dinyatakan oleh nilai COP, atau perbandingan efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator dengan kerja kompresor. Salah satu metode peningkatan unjuk kerja AC tanpa memodifikasi alat adalah aplikasi nanofluida ke dalam pelumasan AC.

Alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain AC split, refrigeran jenis hidrokarbon, pelumas sintetis jenis polyolester (POE) oil, dan nanofluida. AC split yang tersusun dari sebuah indoor unit dan outdoor unit dirangkai dengan TXV (thermostatic expansion valve), inverter, serta alat ukur berupa flowmeter, termokopel, dan pressure gauge. Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan variasi beban evaporator (low, medium, high), volume nanofluida (0 ml, 10 ml, 25 ml, 40 ml), dan putaran kompresor (40 Hz dan 50 Hz). Pada setiap variasi, pengambilan data dilakukan selama 1 jam dengan interval 5 menit.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa aplikasi nanofluida memberikan pengaruh signifikan terhadap unjuk kerja AC. Penambahan nanofluida 40 ml menimbulkan peningkatan COP sebesar 7.5% dan kapasitas evaporator sebesar 4.93% pada beban high, serta penurunan HRR sebesar 1.29% pada beban medium. Aplikasi nanofluida juga memberikan pengaruh signifikan terhadap kompresor AC. Penambahan nanofluida 40 ml menimbulkan penurunan kerja kompresor sebesar 3.16% dan daya listrik sebesar 5.36% pada beban high, serta peningkatan efisiensi isentropis kompresor sebesar 11.36% pada beban yang sama. Di samping itu, penurunan frekuensi listrik memengaruhi penurunan nilai COP.

Kata kunci: Kompresor, COP, Nanofluida, Beban Evaporator, Refrigeran

PERFORMANCE ASSESSMENT OF NANOFLUID USED IN AIR CONDITIONING UNIT

Name : Karina Rahma Suryani
NRP : 2113100131
Department : Mechanical Engineering
Academic Advisor : Ary Bachtiar K. P., ST, MT, PhD

Abstract

In 2015, the amount of national electricity demand reached 232.52 TWh, 44% of which was contributed by the household sector. This phenomena may have been caused by the increasing use of electrical energy as a result of population growth and development of home appliances technology, such as air conditioning unit (AC). AC is used to achieve a more comfortable interior environment. The most commonly used AC in the households is the split type, comprising of four basic components of a vapor-compression refrigeration cycle: compressor, condenser, expansion valve, and evaporator. Performance of AC is assessed based on the value of COP, or the ratio between refrigeration effect and compressor work. One of the many methods to enhance AC performance without any device modifications is by applying nanofluid into the compressor lubrication.

Experimental setup includes AC split, hydrocarbon refrigerant, polyolester (POE) oil, and nanofluid. The AC, consisting of an indoor unit and an outdoor unit, is arranged with a TXV (thermostatic expansion valve), inverter, and measuring devices such as flowmeter, thermocouples, and pressure gauges. The process of data collection is conducted with various evaporator load (low, medium, high), nanofluid concentration (0 ml, 10 ml, 25 ml, 40 ml), and compressor rotation (40 Hz dan 50 Hz). Each variation takes up to one hour with a 5-minute interval.

The results of this study show that the application of nanofluid has a significant effect on AC performance. The use of

40 ml nanofluid in high load generates a 7.5% increase in COP and a 4.93% increase in evaporating capacity, although in medium load creates a 1.29% decrease in HRR. Nanofluid also affects the compressor performance. The use of 40 ml nanofluid in high load reduces 3.16% compressor work and 5.36% electrical work, and also enhances 11.36% compressor isentropic efficiency. On the other hand, the change in electrical frequency impacts COP reduction.

Keywords: Compressor, COP, Nanofluid, Evaporator Load, Refrigerant

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan yang Maha Esa atas limpahan rahmat, ilmu, dan rezeki-Nya yang tercurah kepada penulis sehingga laporan Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Laporan berjudul “Studi Eksperimen Pengaruh Nanofluida terhadap Unjuk Kerja Mesin Pengkondisian Udara” ini mencakup hasil penelitian yang diselenggarakan oleh Jurusan Teknik Mesin ITS, PT International Smart Career (ITS) Jakarta, dan Metarizer Corporation mengenai pengaruh nanofluida sebagai aditif pelumas kompresor refrigerasi. Dalam hal ini, beberapa parameter analisis unjuk kerja sistem refrigerasi mesin pengkondisian udara (*air conditioning*, AC) ditinjau berdasarkan variasi yang telah ditentukan untuk mengetahui dan memahami efek nanofluida terhadap sistem.

Penulis mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang telah berkontribusi dan berpartisipasi selama proses penyusunan laporan ini:

1. Dosen pembimbing Tugas Akhir, Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D
2. Dosen penguji Tugas Akhir: Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT, Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME, dan Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng
3. Metarizer Corporation, Alex Kinoshita
4. Tim ISC: Ramos Aruan, M. K. Ginting, Santoso Tan, Nana Taryana, Novi R. Susanto
5. Tim ITS dari Lab Pendingin: Erdien Purwanto, Amd, Hairun Apriadi Ramadhan, dan Saiful Irsyad Maulida
6. Dosen wali, Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E
7. Kedua orang tua, Bambang Ary Widyasto dan Harna Tri Karuniawati serta adik, Diva Safina Novariana
8. Reinaldhy Adithya Leopard Zakariya
9. Shabrina Meitha Nadhila Ramadhan
10. Lab Rekayasa Termal
11. Mechanical Engineering English Community (MEC)

12. Angkatan M56

13. AIESEC Surabaya

serta pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu.

Semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi pembaca sebagai referensi ilmiah maupun penambah wawasan mengenai ilmu refrigerasi. Penulis sangat terbuka terhadap kritik dan saran yang membangun demi peningkatan kualitas penelitian dan penulisan laporan selanjutnya.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
Abstract	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	13
1.1 Latar Belakang	13
1.2 Rumusan Masalah	15
1.3 Tujuan Penelitian.....	15
1.4 Batasan Masalah.....	16
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	17
2.1 Refrigerasi	17
2.2 AC (Air Conditioning Unit)	22
2.2.1 Kompresor	23
2.2.2 Heat Exchanger.....	29
2.2.3 TXV (Thermostatic Expansion Valve)	30
2.3 Inverter ^[20]	31
2.4 Refrigeran	32
2.5 Nanopartikel	36
4.5.1 Metarizer Air ^[12]	37
2.6 Penelitian Terdahulu.....	39
2.6.1 Performance Improvement of Air Conditioning System by Using Nanorefrigerant (Papade & Wale, 2015) ^[17]	39
2.6.2 Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Kecepatan Putaran Kompresor pada Sistem Pengkondisian Udara dengan Pre-Cooling (Fariz Ibrohim, 2016) ^[11]	41
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	45
3.1 Langkah-langkah Penelitian	45
3.1.1 Studi Literatur	45
3.1.2 Perancangan Skema Penelitian	45
3.1.3 Persiapan Alat	47

3.1.4	Pengambilan Data	52
3.1.5	Diagram Alir Pengambilan Data.....	55
3.2	Parameter Analisis	58
BAB IV	ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	59
4.1	Data Hasil Penelitian	59
4.2	Contoh Perhitungan	59
4.2.1	Properties Refrigeran	60
4.2.2	Analisis Grafik	64
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	93
5.1	Kesimpulan.....	93
5.2	Saran	93
DAFTAR PUSTAKA.....		95
LAMPIRAN		98
BIODATA PENULIS.....		110

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema kerja siklus kompresi uap dan diagram p-h .	17
Gambar 2.2 Kesenjangan energi untuk siklus refrigerasi.....	19
Gambar 2.3 Jenis kompresor berdasarkan letak motor dan kompresor: (a) kompresor hermetik, (b) kompresor semi hermetik, dan (c) kompresor open-type.....	23
Gambar 2.4 Skema mekanis kompresor scroll ^[19] dan alat yang digunakan dalam penelitian.....	25
Gambar 2.5 Compressor loss analysis berdasarkan ARI-1990. .	26
Gambar 2.6 Proses kompresi pada kompresor scroll.	26
Gambar 2.7 Oil supply system di dalam kompresor scroll. ^[6]	28
Gambar 2.8 Kondensor dan kompresor dalam satu outdoor unit.	29
Gambar 2.9 Skema TXV. (Stoecker, W.F.,1958, p. 274).....	30
Gambar 2.10 AC inverter.	31
Gambar 2.11 Nilai ODP dan GWP beberapa jenis refrigeran. (Sumber: http://datacenterconsultores.com).....	33
Gambar 2.12 Musicool produksi Pertamina ukuran tabung 6 kg.	34
Gambar 2.13 Pendekatan top-down dan bottom-up untuk sintesis nanopartikel.....	36
Gambar 2.14 Metarizer Air untuk R-22 (kiri) dan HFC (kanan).	37
Gambar 2.15 Perbandingan permukaan logam selama proses restorasi.	39
Gambar 2.16 Grafik actual COP sebagai fungsi ambient temperature.....	40
Gambar 2.17 Grafik konsumsi daya sebagai fungsi ambient temperature.....	41
Gambar 2.18 Grafik COP termal sebagai fungsi kecepatan putaran kompresor.....	42
Gambar 2.19 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi kecepatan putaran kompresor.....	43
Gambar 3.1 Skema alat yang digunakan untuk penelitian.	46
Gambar 3.2 Instalasi alat di Lab Pendingin.....	47
Gambar 3.3 Indoor unit.	47
Gambar 3.4 Outdoor unit.....	48

Gambar 3.5 Tabung MC-22 ukuran 3 kg, nanofluida Metarizer Air tipe L untuk R-22, dan pelumas Emkarate tipe RL 68 H.	49
Gambar 4.1 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi beban evaporator.	65
Gambar 4.2 Diagram p-h volume 0 ml dengan variasi beban evaporator.	67
Gambar 4.3 Diagram p-h volume 25 ml dengan variasi beban evaporator.	69
Gambar 4.4 Skema motor dan kompresor.	70
Gambar 4.5 Grafik efisiensi isentropis kompresor sebagai fungsi beban evaporator.	73
Gambar 4.6 Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator.	76
Gambar 4.7 Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator.	78
Gambar 4.8 Grafik HRR sebagai fungsi beban evaporator.	80
Gambar 4.9 Grafik \dot{W}_{in} sebagai fungsi beban evaporator.	82
Gambar 4.10 Diagram p-h untuk beban low.	86
Gambar 4.11 Diagram p-h untuk beban medium.	87
Gambar 4.12 Diagram p-h untuk beban high.	88
Gambar 4.13 Perbandingan COP pada frekuensi 40 dan 50 Hz.	90

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Efisiensi Minimum Peralatan Tata Udara Unitari dan Unit Paket yang Dioperasikan dengan Listrik. ^[3]	21
Tabel 2.2 Properties Emkarate RL 68H.	28
Tabel 2.3 Komponen Penyusun MC-22.	34
Tabel 2.4 Perbandingan kinerja R-22. ^[9]	35
Tabel 3.1 Spesifikasi indoor unit.	48
Tabel 3.2 Spesifikasi outdoor unit.	48
Tabel 3.3 Spesifikasi komponen tambahan.	50
Tabel 3.4 Spesifikasi alat ukur.	51
Tabel 4.1 Parameter analisis yang digunakan sebagai contoh perhitungan.	59
Tabel 4.2 Temperatur operasi kompresor pada beban low.	72
Tabel 4.3 Perbandingan daya listrik dan kerja kompresor termodinamika.	84

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada tahun 2015, konsumsi tenaga listrik nasional adalah sebesar 232.52 TWh, dengan kontribusi sektor rumah tangga mencapai 44%. Hal ini disebabkan oleh peningkatan pemanfaatan energi listrik seiring dengan pertumbuhan penduduk dan perkembangan teknologi peralatan rumah tangga^[7], salah satunya mesin pengkondisian udara (*air conditioning unit*, AC). Secara umum, AC dapat berfungsi sebagai pendingin maupun pemanas ruangan, tetapi di negara tropis seperti Indonesia hanya digunakan sebagai pendingin. Dalam hal ini, AC bekerja dengan cara membuang panas di dalam ruangan ke lingkungan luar menggunakan refrigeran yang disirkulasikan di dalamnya.

AC terdiri dari empat komponen utama penyusun siklus refrigerasi, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Siklus dimulai dengan proses kompresi refrigeran di dalam kompresor, dengan tujuan agar tekanan refrigeran naik sehingga mampu bersirkulasi di dalam sistem. Di sisi lain, kompresi juga meningkatkan temperatur refrigeran sehingga perlu adanya proses perpindahan panas di dalam kondensor untuk membuang kalor ke lingkungan. Kemudian, refrigeran melewati alat ekspansi untuk mengalami penurunan tekanan agar sesuai dengan tekanan kerja evaporator. Di dalam evaporator, refrigeran mengalami perpindahan panas dengan udara di dalam ruangan sehingga temperaturnya naik dan siap untuk dikompresi kembali. Dengan demikian, temperatur ruangan menjadi lebih dingin.

Kemampuan AC untuk menangani beban termal di dalam ruangan dinyatakan dengan nilai COP (*coefficient of performance*). COP dihitung secara termodinamika berdasarkan perbandingan efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator dan kerja kompresor. Semakin besar COP, maka semakin besar kemampuan evaporator mendinginkan ruangan.^[14] Walaupun demikian, kapasitas pendinginan AC yang besar umumnya membutuhkan daya listrik

yang besar juga, terutama AC yang memiliki jam operasional tinggi. Oleh karena itu, dibutuhkan upaya peningkatan unjuk kerja AC demi meningkatkan nilai COP.

Salah satu upaya peningkatan unjuk kerja AC tanpa perlu memodifikasi alat adalah aplikasi nanofluida ke dalam pelumasan AC. Nanofluida adalah cairan yang terdiri dari *base fluid* (fluida dasar) dan suspensi nanopartikel. Nanopartikel adalah partikel berukuran 1-100 nm. *Base fluid* yang digunakan mencakup air, etilen glikol, *engine oil*, dan refrigeran, sedangkan nanopartikel dapat terbuat dari material logam (Cu, Fe, Au, Ag) maupun non-logam (Al_2O_3 , TiO_2 , CNT atau *carbon nanotubes*). Konsep mengenai nanofluida pertama kali dicetuskan oleh Choi^[5] yang menyatakan bahwa konduktivitas termal fluida yang mengandung suspensi partikel logam padat lebih besar dibandingkan dengan *heat transfer fluid* (HTF) konvensional. Kelebihan nanofluida lainnya adalah perpindahan panas (*heat flux*) yang lebih besar akibat perbandingan luas permukaan terhadap volume (*surface-area-to-volume ratio*) nanopartikel yang sangat besar.

Aplikasi nanofluida di dalam sistem refrigerasi telah banyak diteliti dan dikembangkan, salah satunya oleh Bi, et al^[4]. Penelitiannya menunjukkan bahwa penggunaan 0.1% TiO_2 -*mineral oil* dengan refrigeran R134a pada kulkas menurunkan konsumsi energi sebesar 26.1% dibandingkan dengan penggunaan pelumas yang ditentukan pabrik, yaitu *polyolester* (POE) *oil*. Penelitian serupa dilakukan oleh Rozaq, et al^[17] menggunakan nanofluida TiO_2 -*mineral oil* dan refrigeran R600a, dan menghasilkan performa kulkas terbaik pada kadar TiO_2 sebesar 1 g/L. Selain itu, aplikasi nanofluida pada AC juga diteliti oleh Abbas, et al^[1] menggunakan nanofluida CNT-POE *oil* dan refrigeran R134a yang disirkulasikan di dalam sebuah *refrigeration laboratory unit*. Variabel tetap yang digunakan adalah volume pelumas sebesar 650 gm dan massa refrigeran sebesar 550 g, sedangkan variabel bebas berupa kadar CNT di dalam POE *oil* sebesar 0, 0.01, 0.05, dan 0.1 wt%. Pengambilan data dilakukan tiga kali pada setiap variasi untuk memperoleh

repeatability. Abbas, et al menemukan bahwa peningkatan kadar CNT menimbulkan peningkatan COP, dan COP tertinggi senilai 3.757 dihasilkan pada kadar CNT 0.1%.

Aplikasi nanofluida pada pelumasan kompresor juga dapat mengurangi koefisien gesek dan keausan permukaan. Hal ini dibuktikan oleh Hwang, et al.^[10] melalui penelitiannya terhadap nanofluida *mineral oil* yang mengandung nanopartikel grafit, *carbon black* (CB), *graphite nanofiber* (GNF), dan CNT pada konsentrasi 0.1 vol%. Setiap variasi jenis nanofluida diuji menggunakan *disc-on-disc tribotester* pada bentuk dan ukuran nanopartikel yang berbeda. Hwang, et al. menemukan bahwa nanofluida menurunkan nilai koefisien gesek *mineral oil*.

Nanofluida yang akan dievaluasi dalam penelitian ini merupakan produksi Jepang dengan merek dagang Metarizer Air. Metarizer Air diklaim dapat mengurangi konsumsi daya hingga 20% dalam waktu kurang dari satu jam setelah ditambahkan ke dalam AC. Walaupun demikian, iklim Indonesia dan Jepang memiliki perbedaan yang cukup signifikan, begitu pula dengan kebiasaan masyarakat memakai AC. Oleh karena itu, perlu dilakukan pengujian untuk membuktikan pengaruh nanofluida tersebut terhadap unjuk kerja AC.

1.2 Rumusan Masalah

Masalah yang ingin dirumuskan dalam penelitian ini adalah mengamati fenomena yang terjadi pada unjuk kerja AC dan kerja kompresor AC akibat pengaruh penambahan nanofluida.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Memahami pengaruh nanofluida terhadap unjuk kerja AC.
2. Memahami pengaruh nanofluida terhadap kerja kompresor AC.

1.4 Batasan Masalah

Ruang lingkup penelitian ditentukan oleh batasan-batasan sebagai berikut:

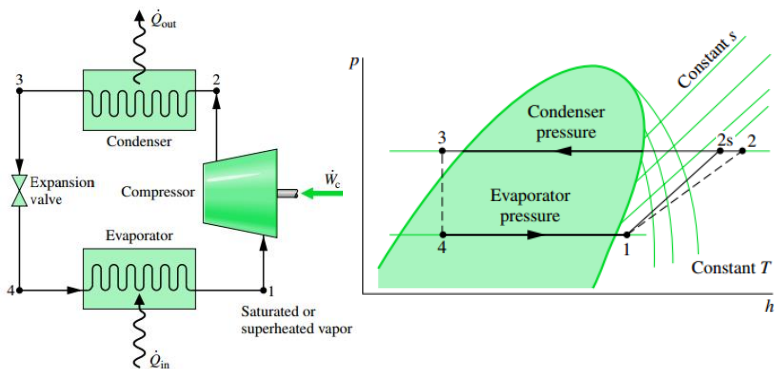
1. *Steady flow*.
2. Refrigeran yang disirkulasikan dalam sistem adalah hidrokarbon, yaitu MC-22.
3. Pelumas kompresor yang digunakan adalah pelumas sintetis jenis *polyolester oil*, yaitu Emkarate RL 68H (viskositas pada temperatur $40^{\circ}\text{C} = 65.5 \text{ cSt}$, pada temperatur $100^{\circ}\text{C} = 9.3 \text{ cSt}$).
4. AC yang digunakan adalah AC *split* merek Panasonic tipe CU-PC12EKH dengan konsumsi daya sebesar 1.5 PK (1.12 kW).
5. Peningkatan umur (*operating hour*) pelumas tidak berpengaruh secara signifikan terhadap karakteristiknya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Refrigerasi

Refrigerasi dapat didefinisikan sebagai proses ekstraksi panas dari *heat source* (sumber panas), komponen, atau media pendinginan dengan temperatur rendah untuk dialirkan menuju *heat sink* (tempat pembuangan panas). Dalam ilmu termodinamika, sistem refrigerasi atau sistem pendingin bertujuan untuk menjaga temperatur *heat source* lebih rendah dari temperatur lingkungan. Aplikasi sistem refrigerasi dapat ditemui dalam kehidupan sehari-hari, contohnya proses pengkondisian udara menggunakan AC. Sistem refrigerasi yang terdapat pada AC dijalankan oleh sejumlah komponen dalam siklus kompresi uap (*vapor compression cycle*).^[14]



Gambar II.1 Skema kerja siklus kompresi uap dan diagram p-h .

Siklus kompresi uap terdiri dari empat komponen utama, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Berdasarkan Gambar 2.1, kompresor melakukan kerja berupa kompresi pada proses 1–2 terhadap refrigeran yang keluar dari evaporator hingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu. Refrigeran yang dikompresi dapat berupa uap jenuh (*saturated vapor*) atau uap tingkat lanjut (*superheated vapor*). Proses

kompresi ideal terjadi secara isentropis (*adiabatic, reversible*) dan membutuhkan kerja sebesar $\dot{W}_{c,s}$.

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m} (h_{2s} - h_1) \dots\dots\dots 2.1$$

$\dot{W}_{c,s}$ = kerja yang diterima refrigeran untuk melakukan kompresi isentropis, kW

\dot{m} = laju aliran massa refrigeran, kg/s

h_{2s} = entalpi refrigeran keluar kompresor pada proses isentropis, kJ/kg

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg

Pada kondisi sebenarnya, proses kompresi bersifat *irreversible* karena mengalami kerugian akibat adanya kerja yang terbuang untuk melawan gesekan komponen dan panas yang ditimbulkan ke lingkungan. Oleh karena itu, kerja bersih yang dihasilkan kompresor sebesar \dot{W}_c .

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots 2.2$$

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor pada kondisi nyata, kJ/kg

Perbandingan kerja kompresor yang digunakan untuk melakukan kompresi pada kondisi isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) dan nyata (\dot{W}_c) disebut efisiensi isentropis ($\eta_{c,s}$).^[20]

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}, \text{ kJ/kg}}{\dot{W}_c, \text{ kJ/kg}} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \dots\dots\dots 2.3$$

Pada proses 2–3, refrigeran memasuki kondensor untuk membuang panas ke *heat sink* sehingga terjadi perubahan fase gas refrigeran menjadi cair jenuh. Proses ini terjadi pada kondisi isothermal atau temperatur konstan.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m} (h_2 - h_3) \dots\dots\dots 2.4$$

\dot{Q}_{cond} = panas yang dibuang oleh kondensor, kW

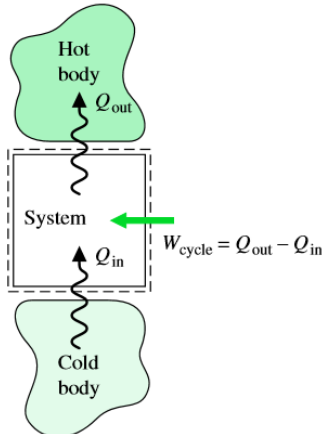
h_3 = entalpi refrigeran keluar kondensor, kJ/kg

h_2 = entalpi refrigeran masuk kondensor, kJ/kg

Pada proses 3–4, refrigeran melewati katup ekspansi dan mengalami penurunan tekanan pada kondisi isoentalpi (entalpi konstan) sebelum mengalami efek refrigerasi di dalam evaporator. Di dalam evaporator, refrigeran mengalami proses 4–1, yaitu perubahan fase dari campuran menjadi uap jenuh atau uap panas lanjut.

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = \dot{m} (h_1 - h_4) \dots\dots\dots 2.5$$

- \dot{Q}_{evp} = efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator, kW
 h_4 = entalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg
 h_1 = entalpi refrigeran masuk evaporator, kJ/kg



Gambar II.2 Kestimbangan energi untuk siklus refrigerasi.

Berdasarkan prinsip kekekalan energi dan Hukum II Termodinamika, kesetimbangan energi sistem yang mengalami siklus termodinamika dinyatakan sebagai berikut:

$$\Delta E_{\text{cycle}} = Q_{\text{cycle}} - W_{\text{cycle}} \dots\dots\dots 2.6$$

Q_{cycle} dan W_{cycle} adalah jumlah energi netto yang ditransfer melalui perpindahan panas dan kerja. Sistem yang telah melalui satu rangkaian siklus akan kembali ke tingkat keadaan semula

sehingga tidak ada perubahan energi netto. Oleh karena itu, ruas kiri persamaan 2.5 bernilai nol sehingga

$$W_{\text{cycle}} = Q_{\text{cycle}} \dots\dots\dots 2.7$$

Gambar 2.2 menyatakan kesetimbangan energi untuk siklus refrigerasi. Q_{in} adalah energi kalor masuk ke dalam sistem yang berasal dari *cold body*, sedangkan Q_{out} adalah energi kalor keluar dari sistem yang dipindahkan menuju *hot body*. Proses perpindahan energi tersebut membutuhkan kerja sebesar W_{cycle} . Oleh karena itu, kesetimbangan energi siklus refrigerasi dapat ditulis menjadi

$$\dot{W}_{\text{cycle}} = Q_{\text{out}} - Q_{\text{in}} \dots\dots\dots 2.8$$

$$\dot{W}_c = Q_{\text{cond}} - Q_{\text{evp}} \dots\dots\dots 2.9$$

Unjuk kerja (*coefficient of performance*, COP) siklus refrigerasi dapat didefinisikan sebagai perbandingan jumlah energi masuk dari *cold body* sebesar Q_{in} dengan kerja bersih yang dibutuhkan sistem untuk mencapai efek refrigerasi sebesar W_{cycle} .^[14]

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evp}}}{\dot{W}_{\text{ref}}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \dots\dots\dots 2.10$$

SNI 03-6390-2000 mengenai Konservasi Energi Sistem Tata Udara pada Bangunan Gedung yang diterbitkan oleh Badan Standardisasi Nasional (BSN) memuat batasan COP minimum untuk mesin pendingin udara dan air jenis tunggal (*unitary*) dan paket (*packaged unit*) berdasarkan kapasitas pendinginan mesin.

Tabel II.1 Efisiensi Minimum Peralatan Tata Udara Unitari dan Unit Paket yang Dioperasikan dengan Listrik.^[3]

Jenis Peralatan	Kapasitas Unit (Btu/jam)	Subkategori	Efisiensi Minimum (dinyatakan dengan COP)
Pendinginan udara	< 65,000	Sistem split	2.6
	$\geq 65,000 < 135,000$	Sistem paket	2.5
	$\geq 135,000 < 240,000$	Sistem split dan paket tunggal	2.5
	$\geq 240,000 < 760,000$	Sistem split dan paket tunggal	2.5
	$\geq 760,000$	Sistem split dan paket tunggal	2.4
Pendinginan air	< 65,000	----	2.73
	$\geq 65,000 < 135,000$	----	3.08
	$\geq 135,000 < 240,000$	----	2.81
	> 240,000	----	2.81

Selain COP, parameter lain yang digunakan untuk mengevaluasi performa AC adalah HRR (*Heat Rejection Ratio*) atau beban kondensor per unit refrigerasi. *Heat rejected* atau panas buang adalah jumlah energi dalam bentuk panas yang dibuang oleh kondensor melalui proses kondensasi. Proses kondensasi diawali dengan *desuperheating* refrigeran fase gas pada jalur *discharge* kompresor dan koil kondensor yang mula-mula dilewati. Selanjutnya, proses kondensasi terjadi pada temperatur saturasi *discharge* sampai sebelum keluar dari koil kondensor. Beberapa jenis kondensor tertentu memungkinkan terjadinya proses *subcooling* di bagian bawah yang hanya memuat cairan. Walaupun demikian, panas *sensible* yang dihasilkan oleh proses *desuperheating* dan *subcooling* lebih kecil jika dibandingkan dengan panas laten yang dihasilkan oleh proses kondensasi.

Rumus HRR dapat diturunkan dari persamaan kesetimbangan energi siklus refrigerasi:^[2]

$$Q_{\text{cond}} = Q_{\text{evp}} + \dot{W}_c \dots\dots\dots 2.11$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{Q}_{\text{evp}}} = \text{HRR} = 1 + \frac{1}{\text{COP}} \dots\dots\dots 2.12$$

2.2 AC (*Air Conditioning Unit*)

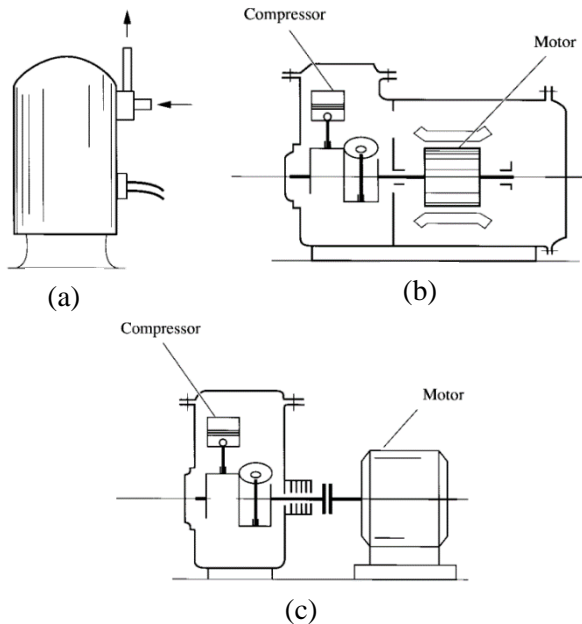
AC (*air conditioning unit*) atau mesin pengkondisian udara adalah salah satu aplikasi mesin refrigerasi siklus kompresi uap yang sering dijumpai di kehidupan sehari-hari. AC digunakan untuk mengatur kondisi udara di dalam ruangan agar penghuni di dalamnya merasa nyaman. Beberapa ruangan berbeda di dalam bangunan yang sama dapat memiliki kondisi udara yang berbeda tergantung fungsi dan persyaratan penggunaan yang direncanakan berdasarkan standar yang berlaku. Apabila tidak ditentukan dalam standar, secara umum harus digunakan kondisi perencanaan dengan temperatur bola kering (*dry bulb temperature*) $25^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ dan kelembaban relatif (*relative humidity*) $60\% \pm 10\%$.^[3] Saat ini, AC tidak hanya dioperasikan sebagai unit tunggal, namun juga dirancang dan dirangkai dalam sebuah sistem yang terdiri dari beberapa unit untuk memenuhi beban pendinginan yang beragam berdasarkan variasi penggunaan bangunan, kondisi udara luar, dan jenis AC yang digunakan. Klasifikasi sistem AC meliputi^[20]:

- *Individual room air conditioning systems*
- *Evaporative cooling air conditioning systems*
- *Desiccant-based air conditioning systems*
- *Thermal storage air conditioning systems*
- *Clean room air conditioning systems*
- *Space conditioning air conditioning systems*
- *Unitary packaged air conditioning systems*
- *Central hydronic air conditioning systems*

Sistem AC yang digunakan dalam penelitian ini adalah *individual room air conditioning systems* dengan jenis AC berupa *split air conditioner* (SAC) atau AC *split*. Komponen penyusun AC

antara lain *rotary compressor*, *air-cooled condenser* dan *evaporator*.

2.2.1 Kompresor



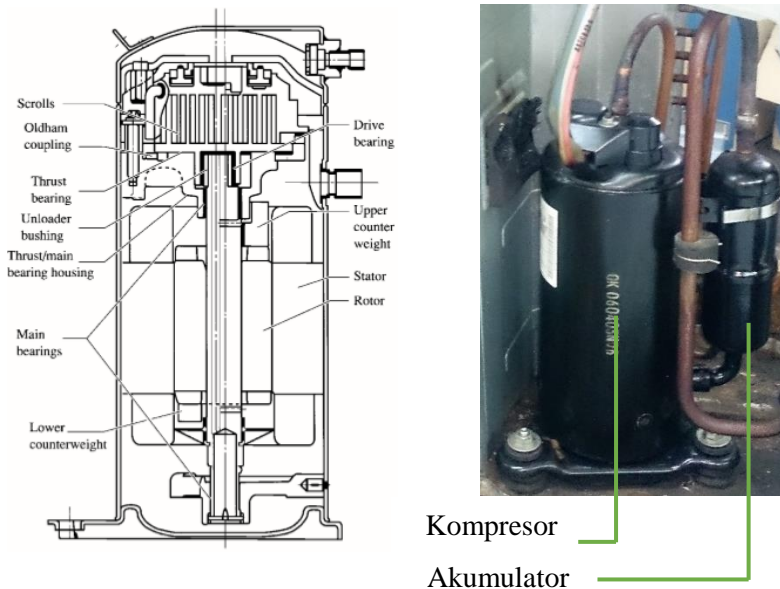
Gambar II.3 Jenis kompresor berdasarkan letak dan kompresor: (a) kompresor hermetik, (b) kompresor semi hermetik, dan (c) kompresor *open-type*.

Sebagai “jantung” siklus refrigerasi, kompresor berfungsi menaikkan tekanan refrigeran agar mampu bersirkulasi di dalam sistem. Berdasarkan prinsip kerjanya, kompresor dibedakan menjadi *positive displacement* dan sentrifugal. Kompresor tipe *positive displacement* bekerja dengan cara memampatkan fluida di dalam ruang kompresi (*compression chamber*) menggunakan gaya mekanis, misalnya kompresor *reciprocating* yang tersusun atas piston dan silinder, dan kompresor *rotary* seperti kompresor *screw*, *scroll* dan *vane*. Pada tipe sentrifugal, kompresi fluida

terjadi akibat konversi tekanan dinamis menjadi tekanan statis oleh putaran *impeller*.

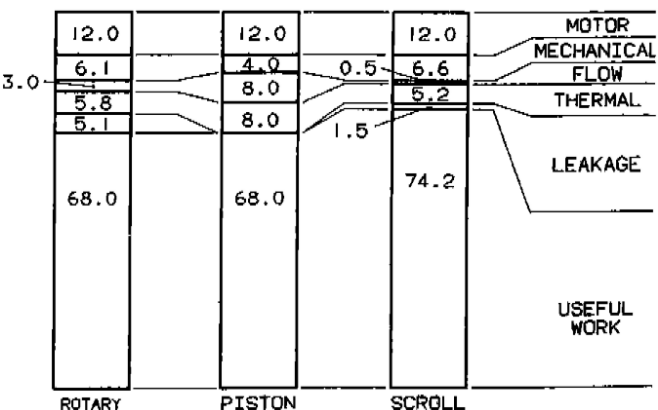
Kompresor juga dapat diklasifikasikan berdasarkan posisi motor dan kompresor. Kompresor disebut *open-type* apabila motor dan kompresor terpisah pada dua rumah (*housing*) yang berbeda. Karena letak kompresor eksentris terhadap motor, tipe ini membutuhkan *seal* untuk mencegah kebocoran refrigeran atau masuknya udara luar ke dalam *housing* kompresor apabila tekanannya lebih rendah dari tekanan atmosfer. Pada umumnya, tipe ini dilengkapi dengan kipas untuk mendinginkan kumparan motor sehingga tidak perlu menguapkan refrigeran cair. Kompresor *open-type* banyak digunakan pada sistem pendinginan dengan beban termal sangat besar.

Pengembangan dari kompresor *open-type* adalah kompresor tipe *hermetically sealed* atau *welded*. Kompresor hermetik memiliki potensi kebocoran yang lebih kecil karena motor dan kompresor terletak dalam satu *housing* yang dilas. Sambungan yang terdapat pada *housing* kompresor hanya *fitting* katup *suction* dan *discharge* serta terminal listrik. Pada tipe ini, motor diisolasi secara elektrik sehingga dapat tetap beroperasi meskipun bercampur dengan refrigeran. Selain itu, rancangan kompresor hermetik umumnya memanfaatkan refrigeran fase gas dari katup *suction* untuk mendinginkan kumparan motor sebelum mengalami kompresi dan keluar melalui katup *discharge*. Hal ini menyebabkan kompresor hermetik memiliki ukuran lebih kecil dan harga lebih murah sehingga banyak digunakan sebagai kompresor kulkas dan AC. Walaupun demikian, tingkat kelembaban yang tinggi di dalam kompresor dapat merusak motor, karena itu kompresor perlu dibersihkan (*purging*) sebelum diisi pelumas dan refrigeran.



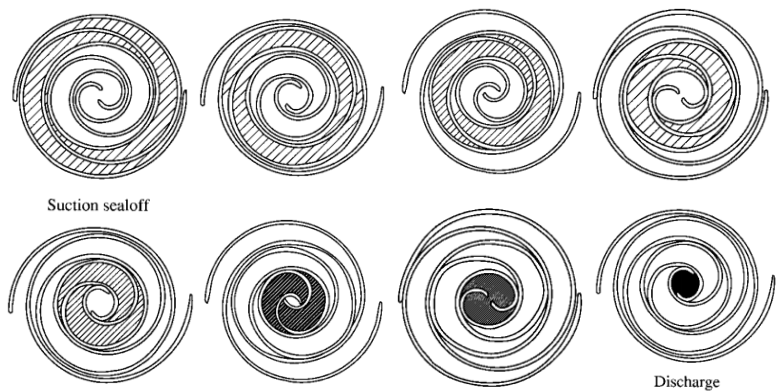
Gambar II.4 Skema mekanis kompresor *scroll*^[19] dan alat yang digunakan dalam penelitian.

Jenis kompresor yang digunakan dalam penelitian ini adalah kompresor *scroll* produksi Matsushita Electric Industrial Co., Ltd. 1-phase dengan frekuensi *input* 50 Hz dan voltase 220/240 V. Kompresor dilengkapi dengan akumulator di bagian *suction line* untuk mencegah refrigeran cair yang lolos dari evaporator masuk ke dalam kompresor. Aplikasi kompresor *scroll* banyak menggantikan kompresor *reciprocating* pada AC karena memiliki *noise* yang lebih kecil (5 dBA lebih kecil untuk ukuran dan tempat pengoperasian yang sama) dan lebih andal karena komponen penyusunnya 50% lebih sedikit.^[19] Selain itu, kerja bersih yang dihasilkan kompresor *scroll* lebih besar dibandingkan dengan jenis kompresor piston dan *rotary* karena konstruksinya yang memungkinkan proses kompresi aliran terjadi secara kontinu tanpa *valve loss*, serta potensi *sealing* dan efisiensi termal yang baik.



Gambar II.5 Compressor loss analysis berdasarkan ARI-1990.

Kompresor *scroll* terdiri dari sepasang elemen *scroll* berbentuk spiral, yaitu *orbiting scroll* dan *fixed scroll* yang masing-masing menempel pada sebuah pelat datar (*baseplate*). *Fixed scroll* atau *upper scroll* merupakan elemen statis tempat keluarnya fluida hasil kompresi (*discharge port*) yang terletak di atas *orbiting scroll*. *Orbiting scroll* atau *lower scroll* merupakan elemen dinamis yang bergerak mengitari pusat poros sesuai dengan orbit yang dibentuk oleh *fixed scroll*.



Gambar II.6 Proses kompresi pada kompresor *scroll*.

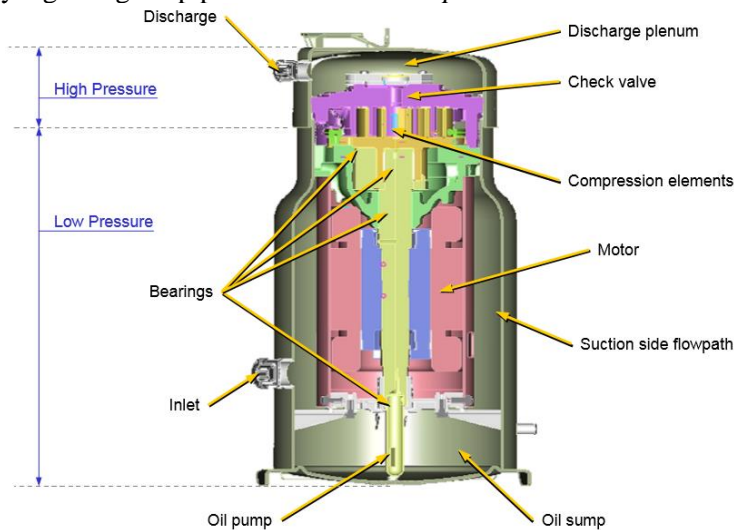
Pergerakan ini menyebabkan terbentuknya kantung kompresi (*compression pockets*) di antara kedua *scroll*. Seiring revolusi poros motor, volume *compression pockets* berkurang karena gas termampatkan sampai tekanan maksimum. Selanjutnya, gas dibuang keluar melalui *discharge port* menuju *discharge line*.

Gaya yang mendorong *orbiting scroll* mengitari *fixed scroll* cukup besar untuk membentuk *seal* di antara keduanya, namun tidak sampai menimbulkan keausan (*wear*). Hal ini disebabkan oleh *radial* dan *axial compliance*. Contoh mekanisme *radial compliance* yang umum digunakan di kompresor *scroll* adalah penempatan *orbiting scroll* pada *unloader bushing* yang terhubung dengan poros motor melalui pin eksentris. Dengan demikian, *orbiting scroll* berputar relatif terhadap poros. *Radial compliance* menyebabkan kedua *scroll* berpisah ketika refrigeran cair atau kotoran masuk kompresor sehingga keandalan sistem meningkat.^[16]

Sementara itu, contoh *axial compliance* adalah mekanisme *back chamber*, yaitu sebuah ruang kosong di bawah *orbiting scroll* yang berfungsi sebagai tempat keluar-masuknya gas dari dan menuju *supply line*. Perbedaan tekanan yang terjadi antara *back chamber* dan *orbiting scroll* menimbulkan tekanan aksial yang mendorong ujung *orbiting scroll flank* menuju pelat *fixed scroll*. Hal ini menyebabkan hilangnya *tip clearance* antara kedua *scroll* sehingga potensi kebocoran dapat diminimalisasi.^[15]

Gambar 2.7 menunjukkan skema kompresor *scroll* yang disertai dengan sistem pelumasan (*oil supply system*). Sistem ini terletak di bagian bertekanan rendah (*low-pressure side*) dan terdiri dari tiga komponen utama, yaitu bak pelumas (*oil sump*), jalur pelumasan (*oil gallery* atau disebut juga *oil passage*), dan bantalan (*bearing*). Ketika kompresor dinyalakan, sistem pelumasan belum berjalan sehingga bantalan masih kering. Durasi ketika bantalan bekerja tanpa pelumasan disebut *bearing dry time period*. Seiring dengan perputaran motor, timbul gaya sentrifugal di dalam medan aliran yang menekan pelumas masuk ke dalam jalur pelumasan (*oil gallery* atau disebut juga *oil*

passage). *Oil gallery* mendistribusikan pelumas ke komponen-komponen yang membutuhkan lubrikasi seperti *bearing*. Selanjutnya, sistem pelumasan dijalankan oleh pompa (*oil pump*) yang menghisap pelumas dari *oil sump*.^[6]



Gambar II.7 *Oil supply system* di dalam kompresor *scroll*.^[6]

Pelumas yang digunakan dalam penelitian adalah pelumas sintetis jenis *polyolester oil* (POE oil) dengan merek Emkarate RL 68H. POE oil merupakan satu dari beberapa jenis pelumas refrigerasi sintetis yang saat ini banyak dikembangkan karena kebutuhan pasar terhadap jenis pelumas yang cocok digunakan dengan refrigeran baru seperti HFC, amonia, dan hidrokarbon. Komposisi kimiawi POE oil yang utama adalah neopentil alkohol dan asam organik.^[19] Berikut adalah spesifikasi pelumas yang digunakan:

Tabel II.2 *Properties* Emkarate RL 68H.

Parameter analisis	Metode pengujian	Nilai
Viskositas @ 40°C (cSt)	ASTM D445	68.3
Viskositas @ 100°C (cSt)	ASTM D445	9.5

Indeks viskositas	ASTM D2270	122
Titik tuang (<i>pour point</i> , °C)	ASTM D97	-39
Massa jenis @ 20°C (g/ml)	ASTM D1298	0.977
Titik nyala (<i>flash point</i> , °C)	ASTM D92	270
Tingkat keasaman (mg KOH/g)	ASTM D974	0.02
Warna (Hazen <i>unit</i>)	ISO2211	80
Kadar air (ppm)	ASTM D6304	25
<i>Miscibility</i> (°C rendah) 10% pelumas dalam R134a	<i>In House</i>	-26
<i>Miscibility</i> (°C tinggi) 10% pelumas dalam R134a	<i>In House</i>	>80
Nilai hidroksil (mg. KOH/g)	ASTM E326	4

4.2.2 Heat Exchanger



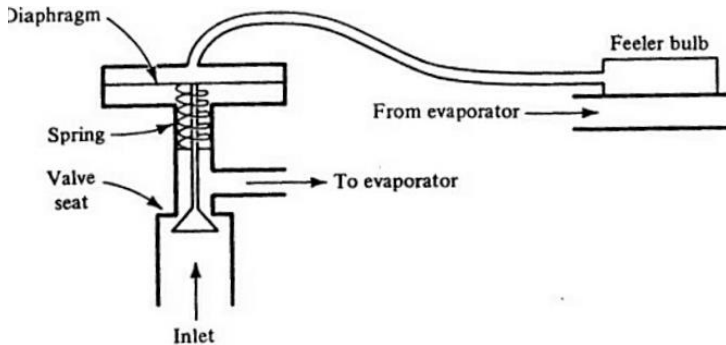
Gambar II.8 Kondensor dan kompresor dalam satu *outdoor unit*.

Heat exchanger atau alat penukar kalor adalah alat yang digunakan untuk melakukan perpindahan energi antara dua fluida yang mengalir pada temperatur berbeda.^[14] *Heat exchanger* yang digunakan dalam penelitian ini adalah kondensor jenis *air-cooled* (didinginkan dengan udara) dan evaporator jenis *DX coil* (*direct expansion coil*; kumparan ekspansi langsung) dengan konstruksi

finned-tube (tabung bersirip). Pada konfigurasi AC *split*, kondensor dan kompresor terletak di luar ruangan dalam sebuah *outdoor unit* dan dilengkapi dengan *outdoor fan* berbentuk *propeller*. Udara luar (*outdoor air*) diekstraksi oleh *propeller fan* dan dihisap masuk melewati *condensing coil* sehingga gas refrigeran mengalami kondensasi.

Sementara itu, evaporator, disebut juga *indoor unit*, terletak di dalam ruangan dan dilengkapi dengan *indoor fan* berbentuk *forward-curved centrifugal*. *Return air* dalam ruangan yang telah bersirkulasi masuk ke dalam *indoor unit* melalui *coarse air filter* (saringan udara) untuk mengalami pendinginan dan dehumidifikasi di *DX coil*. Selanjutnya, udara dingin yang telah mengalami perpindahan panas dengan refrigeran didorong keluar menuju ruangan oleh *indoor fan* melalui *air passage* (laluang udara).^[20]

4.2.3 TXV (*Thermostatic Expansion Valve*)



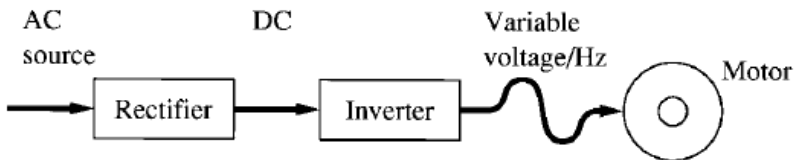
Gambar II.9 Skema TXV. (Stoecker, W.F.,1958, p. 274)

TXV (*Thermostatic Expansion Valve*) merupakan jenis alat ekspansi yang paling umum digunakan di sistem refrigerasi DX seperti AC *split*. TXV mengatur debit refrigeran masuk yang masuk ke dalam evaporator berdasarkan derajat *superheat* (panas lanjut) gas refrigeran yang keluar dari evaporator. TXV terdiri dari *valve body* (bodi katup), *valve spring* (pegas katup), diafragma, dan *sensing bulb* (bola peraba). *Sensing bulb* terletak

di *outlet* evaporator dan terhubung dengan bagian atas diafragma oleh *capillary tube* (tabung kapiler). Pada penelitian ini, *inlet* TXV diposisikan di bagian *outlet* kondensor setelah *flowmeter*, tepat sebelum jalur refrigeran masuk evaporator.

Ketika refrigeran cair masuk dari *inlet* melewati *valve seat* menuju evaporator, tekanan refrigeran turun menjadi sama dengan tekanan evaporator. Kemudian, refrigeran mengalami evaporasi dan keluar dalam bentuk gas *superheat*. Temperatur gas *superheat* dideteksi oleh *power fluid* (fluida daya) yang terdapat di dalam *sensing bulb*. *Power fluid* umumnya terisi dengan refrigeran yang jenisnya sama dengan refrigeran yang digunakan di dalam AC. Apabila terjadi peningkatan beban pendinginan, temperatur *superheat* gas refrigeran keluar evaporator akan naik, begitu juga dengan temperatur *power fluid* sehingga tekanan saturasi *power fluid* juga naik. Tekanan tersebut mengakibatkan diafragma mendorong pegas ke bawah sehingga *valve seat* terdorong ke *inlet* dan bukaan evaporator melebar. Hal ini menyebabkan suplai refrigeran cair ke evaporator semakin banyak. Jika beban pendinginan turun, hal sebaliknya terjadi sehingga jumlah refrigeran cair yang masuk evaporator berkurang.^[20]

2.3 Inverter^[20]



Gambar II.10 AC inverter.

Untuk menyesuaikan dengan fluktuasi beban pendinginan, kompresor dapat dilengkapi dengan *variable-speed drive* (VSD). VSD yang paling sering digunakan adalah jenis *adjustable-frequency*, yaitu mengendalikan putaran motor kompresor melalui frekuensi daya listrik. VSD terdiri dari *rectifier* dan *inverter*. *Rectifier* atau penyearah menerima arus bolak-balik (*alternating*

current, AC) untuk dikonversi menjadi arus langsung (*direct current*, DC). Arus DC diubah sesuai dengan kebutuhan sebelum dikonversi kembali menjadi arus AC dengan frekuensi tertentu oleh *inverter*. Arus keluar *inverter* kemudian dialirkan untuk memutar motor kompresor.

Berdasarkan voltase dan arus keluaran *inverter*, daya listrik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{W}_{in} = VI \cos \theta \dots\dots\dots 2.13$$

\dot{W}_{in} = daya elektris, kW

I = kuat arus listrik, A

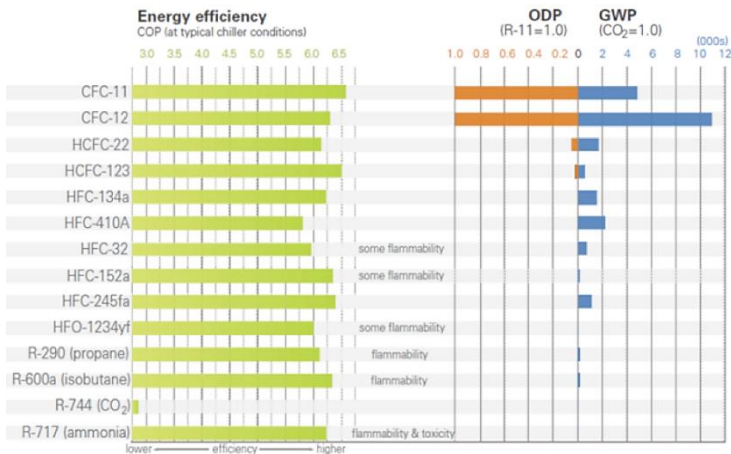
V = tegangan listrik, V

$\cos \theta$ = faktor daya, diasumsikan 0.953

2.4 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja yang digunakan dalam sistem refrigerasi untuk menyerap dan melepaskan panas. Refrigeran dapat berupa senyawa kimia tunggal ataupun campuran (*blend*) beberapa senyawa kimia, antara lain:

- Refrigeran alami
 - Campuran anorganik, misalnya amonia (NH_3 atau R-717), air (H_2O atau R-718), udara (R-729) serta gas seperti karbon dioksida (CO_2 atau R-744).
 - Hidrokarbon, misalnya propana (C_3H_8 atau R-290) dan isobutana (C_4H_{10} atau R-600a).
- Refrigeran sintetis
 - *Chlorofluorocarbon* (CFC), misalnya R-11, R-12, dan R-502.
 - *Hydrochlorofluorocarbon* (HCFC), misalnya R-22 dan R-123.
 - *Hydrofluorocarbon* (HFC), misalnya R-32, R-134a, dan R-404a.
 - *Hydrofluoroolefins* (HFO), misalnya R1234yf dan R1234ze.



Gambar II.11 Nilai ODP dan GWP beberapa jenis refrigeran.
(Sumber: <http://datacenterconsultores.com>)

Pemilihan refrigeran sebagai fluida kerja suatu mesin pendingin atau pengkondisian udara tidak hanya mempertimbangkan sifat (*properties*) termodinamika, tetapi juga efeknya terhadap pemanasan global (diukur dengan GWP, *Global Warming Potential*) dan degradasi lapisan ozon (diukur dengan ODP, *Ozone Depletion Potential*). Dari keseluruhan kelompok refrigeran, CFC dan HCFC memiliki nilai GWP dan ODP yang cukup tinggi sehingga beberapa jenis sudah dilarang pemakaiannya (*phasing out*), sedangkan beberapa jenis lainnya masih digunakan dalam jumlah terbatas. HFC merupakan alternatif refrigeran yang lebih ramah lingkungan, tetapi aplikasinya belum tentu sesuai di semua mesin dan sistem pendingin yang telah dirancang untuk beroperasi dengan CFC dan HCFC. Sementara itu, HFO adalah alternatif baru yang masih dikembangkan dan digunakan secara terbatas di beberapa negara.^[20]

Alternatif lain yang dipertimbangkan oleh pasar adalah refrigeran hidrokarbon. Hidrokarbon bersifat ramah lingkungan karena memiliki nilai ODP nol dan GWP yang dapat diabaikan,

sifat termofisika dan perpindahan panas yang baik, dan kelarutan yang baik dengan pelumas R-12, R-22, dan R-134a. Selain itu, hidrokarbon dapat menggantikan refrigeran sintetis secara langsung sebagai *drop-in substitute* tanpa memodifikasi komponen sistem refrigerasi karena tidak merusak semua jenis logam dan desikan yang digunakan oleh sistem, serta tidak merusak bahan elastomer yang umum digunakan oleh sistem (kecuali elastomer berbahan dasar karet alam). Salah satu jenis hidrokarbon yang umum digunakan sebagai refrigeran adalah propana (R-290), misalnya Musicool (MC) produksi Pertamina.



Gambar II.12 Musicool produksi Pertamina ukuran tabung 6 kg.

Tabel II.3 Komponen Penyusun MC-22.

Komponen penyusun	Jumlah
Ethane, %	< 0.5
Propane, % wt	> 99.5
Iso-butane, % wt	< 0.3
n-Butane, % wt	< 0.3
Pentane	< 100 ppm
n-Hexane	< 50 ppm
Olefins	< 0.03 % wt
Water content	< 10 ppm
Sulphur content	< 2 ppm

Aplikasi hidrokarbon sebagai refrigeran masih belum bisa diterima secara luas karena masyarakat khawatir dengan sifatnya yang mudah terbakar (*flammability* tinggi). Hidrokarbon sendiri tergolong ke dalam kelompok refrigeran A3, yaitu refrigeran tidak beracun yang memiliki nilai batas nyala bawah (*Low Flammability Limit*, LFL) kurang dari 3.5%. *Flammability limit* hidrokarbon berkisar antara 2-10% volume, yang berarti bahwa hidrokarbon tidak dapat terbakar di udara jika konsentrasinya kurang dari atau melebihi batas tersebut. Di samping itu, pembakaran membutuhkan tiga faktor utama, yaitu sumber api, udara, dan hidrokarbon. Hidrokarbon yang bersirkulasi di dalam sistem refrigerasi yang tertutup tidak mendapatkan suplai udara dari lingkungan sehingga tidak menimbulkan potensi kebakaran. Sifat *flammability* hidrokarbon dapat diantisipasi dengan memperhatikan prosedur dan standar kerja yang berlaku.

Walaupun demikian, pemakaian hidrokarbon lebih efisien daripada refrigeran sintetis. Hal ini disebabkan karena:

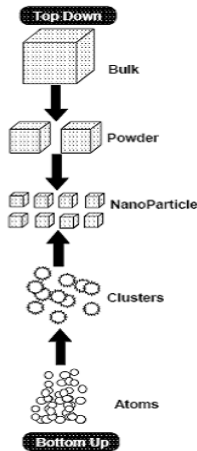
- Rasio tekanan (perbandingan tekanan dorong dan tekanan hisap kompresor; *pressure ratio*) MC-22 lebih kecil dari R-22 sehingga kerja kompresor yang dibutuhkan lebih rendah. Penurunan kerja kompresor menyebabkan penurunan konsumsi energi listrik.
- Efek refrigerasi MC-22 yang lebih besar mengindikasikan kalor laten yang lebih tinggi sehingga kapasitas dan laju pendinginannya lebih besar dari R-22. Efek refrigerasi yang lebih besar juga berpengaruh terhadap nilai COP yang lebih besar.^[9]

Perbandingan unjuk kerja refrigeran hidrokarbon dengan refrigeran sintetis ditunjukkan oleh Tabel 2.4.

Tabel II.4 Perbandingan kinerja R-22.^[9]

No.	Parameter	R-22	MC-22
1	Rasio tekanan kompresi	3.0	2.8
2	Efek refrigerasi, kJ/kg	168	299
3	Koefisien performa, COP	3.20	3.26

2.5 Nanopartikel



Gambar II.13 Pendekatan *top-down* dan *bottom-up* untuk sintesis nanopartikel.

Dalam ilmu nanoteknologi, nanopartikel didefinisikan sebagai benda kecil yang berperilaku sebagai sebuah kesatuan unit menurut *transport properties* yang dimiliki. Ukuran nanopartikel berkisar antara 1 sampai 100 nanometer (1×10^{-9} dan 1×10^{-9} m) dengan bentuk yang beragam, meliputi *tube* dan *fiber* yang hanya berupa dua dimensi berukuran di bawah 100 nm. *Properties* baru yang membedakan nanopartikel dengan *bulk material* umumnya muncul pada panjang kritis 100 nm. Material penyusun nanopartikel antara lain keramik, logam, dan logam oksida.^[12]

Nanopartikel dapat terjadi secara alami atau melalui proses sintesis buatan oleh manusia. Sintesis nanopartikel dapat dilakukan melalui pendekatan *top-down* (fisika) atau *bottom-up* (kimia). Pendekatan *top-down* dilakukan dengan memecah suatu padatan (*bulk material*) menjadi partikel-partikel berukuran nano, sedangkan pendekatan *bottom-up* dilakukan dengan menumbuhkan nanopartikel menggunakan prekursor molekular atau ionik. Sintesis secara kimiawi umumnya menggunakan

surfaktan atau polimer untuk membantu mengontrol kecepatan reduksi dan agregasi nanopartikel.^[8]

Aplikasi nanopartikel di dalam sistem refrigerasi dapat berupa nanolubrikan maupun nanorefrigeran. Nanolubrikan adalah campuran nanopartikel dengan pelumas, sedangkan nanorefrigeran adalah campuran nanopartikel dengan refrigeran cair. Dalam hal ini, nanorefrigeran lebih sulit dibuat karena hanya sedikit jenis refrigeran yang berwujud cair pada tekanan atmosfer. Manfaat nanolubrikan adalah meningkatkan karakteristik tribologi pelumas sehingga meningkatkan performa kompresor, sedangkan nanorefrigeran meningkatkan *properties* termofisika refrigeran sehingga meningkatkan efek refrigerasi. Nanopartikel juga meningkatkan kelarutan antara pelumas dan refrigeran dan mengembalikan lebih banyak pelumas ke kompresor.^[12]

4.5.1 Metarizer Air^[12]

Metarizer Air adalah salah satu produk nanofluida milik perusahaan asal Jepang, Metarizer, yang ditujukan untuk memperbaiki kinerja AC rumah tangga. Produk yang dipasarkan dengan nama FeDO PRO AC ini dibedakan menjadi dua kategori berdasarkan jenis refrigeran yang digunakan, yaitu R-22 dan HFC (R407C dan R410A), dan masing-masing kategori terdiri dari dua tipe daya kompresor, yaitu M (2.75 kW) dan L (5.4 kW). Metarizer Air dikemas dalam botol plastik transparan berukuran 25 ml.



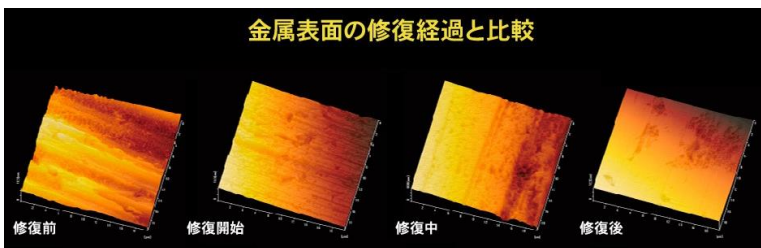
Gambar II.14 Metarizer Air untuk R-22 (kiri) dan HFC (kanan).

Secara umum, pelumas berfungsi sebagai lapisan pelindung antara dua permukaan yang bergerak agar tidak bergesekan secara langsung (mengalami *metal-to-metal contact*). Pada saat AC dinyalakan, kompresor beroperasi dalam tekanan tinggi akibat pergerakan komponen-komponen di dalamnya yang sangat cepat sehingga menimbulkan temperatur yang sangat tinggi pula, dengan kisaran antara 900-1000°C. Kondisi temperatur kerja yang tinggi secara terus-menerus dapat memengaruhi karakteristik (viskositas) pelumas sehingga memungkinkan terjadinya gesekan antara dua permukaan logam. Gesekan tersebut mengakibatkan terkikisnya sebagian atom logam (Fe) sehingga ikut larut di dalam pelumas. Gesekan juga menimbulkan energi yang menyebabkan terjadinya ionisasi logam, yaitu terlepasnya ion negatif (elektron, $2e^-$) dari atom logam, dan menyisakan ion positif berupa Fe^{2+} . Ion-ion yang larut di dalam pelumas berkontribusi terhadap terbentuknya *sludge* di permukaan logam. Semakin banyak ion terlarut, semakin cepat komponen aus sehingga performa mesin turun dan umur mesin berkurang.

Metarizer Air bekerja dengan teknologi RVS (*Regulated Variable Surface*) yang memanfaatkan prinsip restorasi ion logam. Ketika Metarizer Air diinjeksikan ke dalam kompresor yang sedang beroperasi, nanopartikel yang terkandung di dalamnya bekerja sebagai katalis dan bereaksi dengan *sludge* sebagai sesama ion negatif sehingga saling tolak-menolak. Hal tersebut menyebabkan *sludge* terangkat dari permukaan logam. Dengan demikian, elektron yang terkandung di dalam *sludge* dapat bereaksi dengan ion Fe^{2+} yang terlarut untuk membentuk atom logam Fe. Atom Fe kemudian diikat oleh nanopartikel untuk direstorasi pada bagian permukaan yang aus. Visualisasi permukaan logam sebelum dan sesudah mengalami restorasi ditampilkan pada Gambar 2.11. Proses restorasi logam hanya dapat terjadi pada kondisi temperatur dan tekanan tinggi, yaitu ketika bagian permukaan yang aus mengalami gesekan. Oleh

karena itu, bagian lain yang tidak aus tidak mengalami penambahan atom logam.

Dalam aplikasinya, Metarizer Air cukup diinjeksikan ke dalam AC lewat *inlet* kompresor yang terdapat di *outdoor unit*, dan dalam waktu kurang dari satu jam, efek dari teknologi RVS dapat diamati melalui penurunan konsumsi daya AC dan penurunan temperatur keluar evaporator. Gambar 2.15 menampilkan urutan proses restorasi yang terjadi pada permukaan logam: (dari kiri ke kanan) sebelum restorasi, restorasi dimulai, restorasi berlangsung, setelah restorasi.

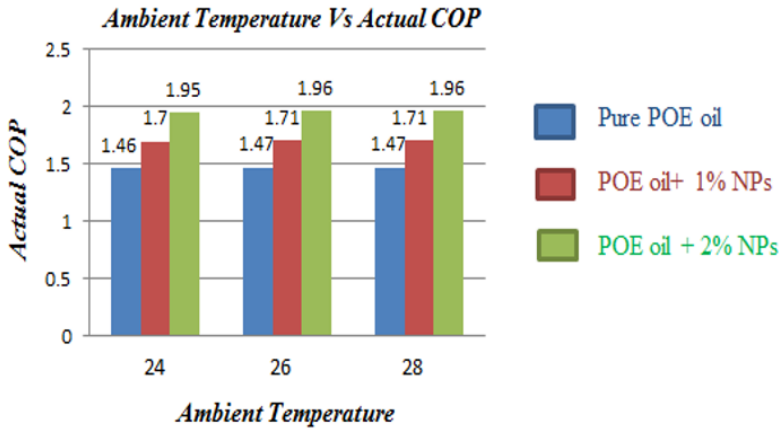


Gambar II.15 Perbandingan permukaan logam selama proses restorasi.

2.6 Penelitian Terdahulu

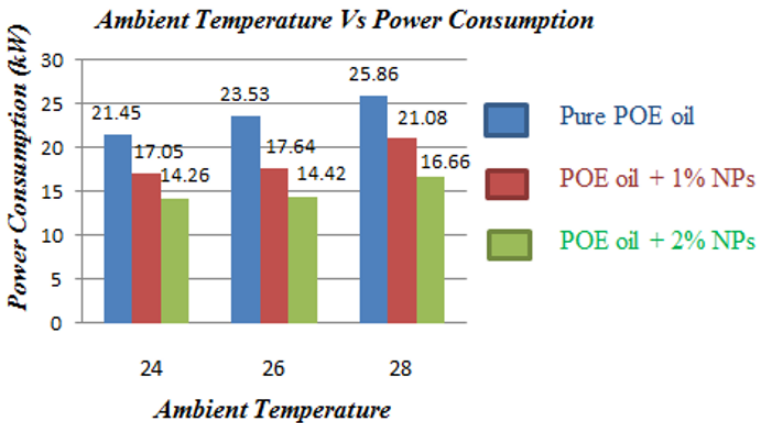
2.6.1 Performance Improvement of Air Conditioning System by Using Nanorefrigerant (Papade & Wale, 2015)^[17]

Studi eksperimen yang dilakukan oleh Papade & Wale bertujuan untuk mengetahui pengaruh nanopartikel Al_2O_3 terhadap kinerja mesin pengkondisian udara. Eksperimen dilakukan menggunakan *air conditioner trainer* yang terdiri dari kompresor *reciprocating* hermetik, kondensor dan evaporator jenis *finned-tube heat exchanger* berbahan dasar tembaga, serta TXV. Selain itu, terdapat *ducting* sebagai tempat laluan udara dingin hasil pertukaran panas dengan refrigeran di dalam evaporator dan panel kontrol yang memuat termometer *dry bulb* dan *wet bulb*, indikator tekanan kondensor dan evaporator, serta *flowmeter*.



Gambar II.16 Grafik *actual COP* sebagai fungsi *ambient temperature*.

Efek nanopartikel terhadap kinerja sistem pengkondisian udara diamati dengan variasi *ambient temperature* sebesar 24, 26, dan 28°C serta konsentrasi nanopartikel Al_2O_3 di dalam POE oil sebesar 0, 1% dan 2%. Hasil eksperimen menunjukkan peningkatan COP seiring dengan peningkatan *ambient temperature* dan konsentrasi nanopartikel di dalam sistem. Pengambilan data pada setiap temperatur dengan variasi nanopartikel yang sama menghasilkan COP yang relatif konstan, yaitu 1.46 pada kondisi tanpa nanopartikel (*pure POE oil*), 1.7 pada penambahan 1% nanopartikel, dan 1.96 pada penambahan 2% nanopartikel.



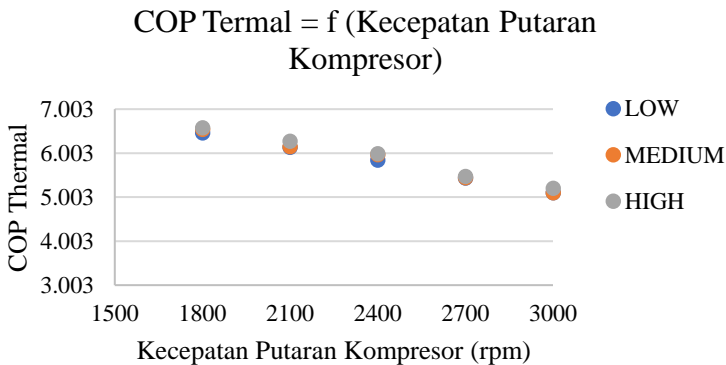
Gambar II.17 Grafik konsumsi daya sebagai fungsi *ambient temperature*.

Sementara itu, peningkatan konsentrasi nanopartikel mengakibatkan penurunan konsumsi daya mesin pengkondisian udara pada kondisi *ambient temperature* yang sama. Sebagai contoh pada temperatur 24°C, konsumsi daya sebesar 21.45 kW terjadi pada kondisi tanpa nanopartikel. Pada variasi nanopartikel 1%, konsumsi daya turun menjadi 17.05 kW, dan variasi nanopartikel 2% menurunkan daya hingga 14.26 kW. Walaupun demikian, konsumsi daya meningkat seiring dengan kenaikan *ambient temperature* pada variasi nanopartikel yang sama. Sebagai contoh pada temperatur 24°C, konsumsi daya pada kondisi nanopartikel 2% sebesar 21.45 kW. Pada temperatur 26°C dengan kondisi yang sama, konsumsi daya naik menjadi 23.53 kW, dan naik lagi menjadi 25.86 pada temperatur 28°C.

2.6.2 Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Kecepatan Putaran Kompresor pada Sistem Pengkondisian Udara dengan *Pre-Cooling* (Fariz Ibrohim, 2016)^[11]

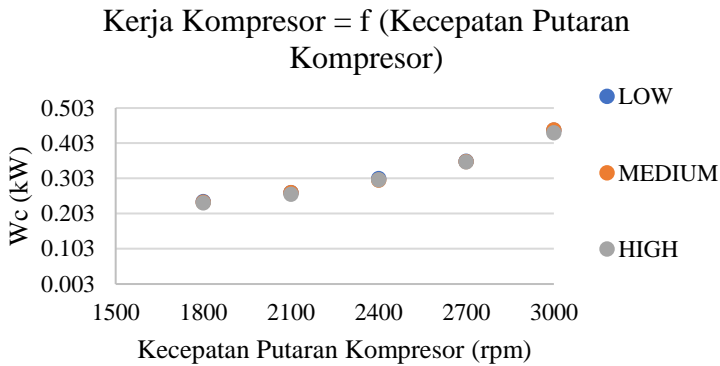
Fariz melakukan analisis performa sistem pengkondisian udara dengan penambahan *pre-cooling* pada enam variasi putaran kompresor, yaitu 1500, 1800, 2100, 2400, 2700, dan 3000 rpm.

Alat-alat eksperimen yang digunakan meliputi dua evaporator berupa AC split (*indoor unit*) dengan kapasitas pendinginan dan daya *blower* sebesar 9000 Btu/hr dan 0.035 kW, satu *outdoor unit*, serta satu *pre-cooler* berupa penukar panas tipe pipa konsentris. Refrigeran yang disirkulasikan dalam sistem adalah hidrokarbon MC-22 produksi Pertamina. Pengambilan data dilakukan pada tiga kondisi *evaporator fan*, yaitu *low*, *medium*, dan *high*.



Gambar II.18 Grafik COP termal sebagai fungsi kecepatan putaran kompresor.

Hasil eksperimen menunjukkan tren penurunan COP terhadap kenaikan kecepatan putaran kompresor. Walaupun demikian, COP termal pada kondisi *low*, *medium* dan *high* tidak memiliki perbedaan yang signifikan. COP tertinggi (6.54) diperoleh pada kecepatan putaran kompresor 1800 rpm, sedangkan COP terendah (5.1) diperoleh pada kecepatan putaran kompresor 3000 rpm. Penurunan COP termal disebabkan karena kapasitas pendinginan evaporator yang konstan tidak sebanding dengan kenaikan kecepatan putaran kompresor.



Gambar II.19 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi kecepatan putaran kompresor.

Peningkatan kecepatan putaran kompresor juga menyebabkan peningkatan kerja kompresor. Walaupun demikian, kerja kompresor pada kondisi *low*, *medium* dan *high* tidak memiliki perbedaan yang signifikan. Kerja kompresor tertinggi (0.44 kW) diperoleh pada kecepatan putaran kompresor 3000 rpm, sedangkan kerja kompresor terendah (0.24 kW) diperoleh pada kecepatan putaran kompresor 1800 rpm. Peningkatan kerja kompresor disebabkan oleh peningkatan laju aliran massa akibat kecepatan putaran kompresor yang terus bertambah.

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah-langkah Penelitian

Langkah-langkah penelitian meliputi studi literatur, perancangan skema penelitian, persiapan alat dan bahan, dan pengambilan data.

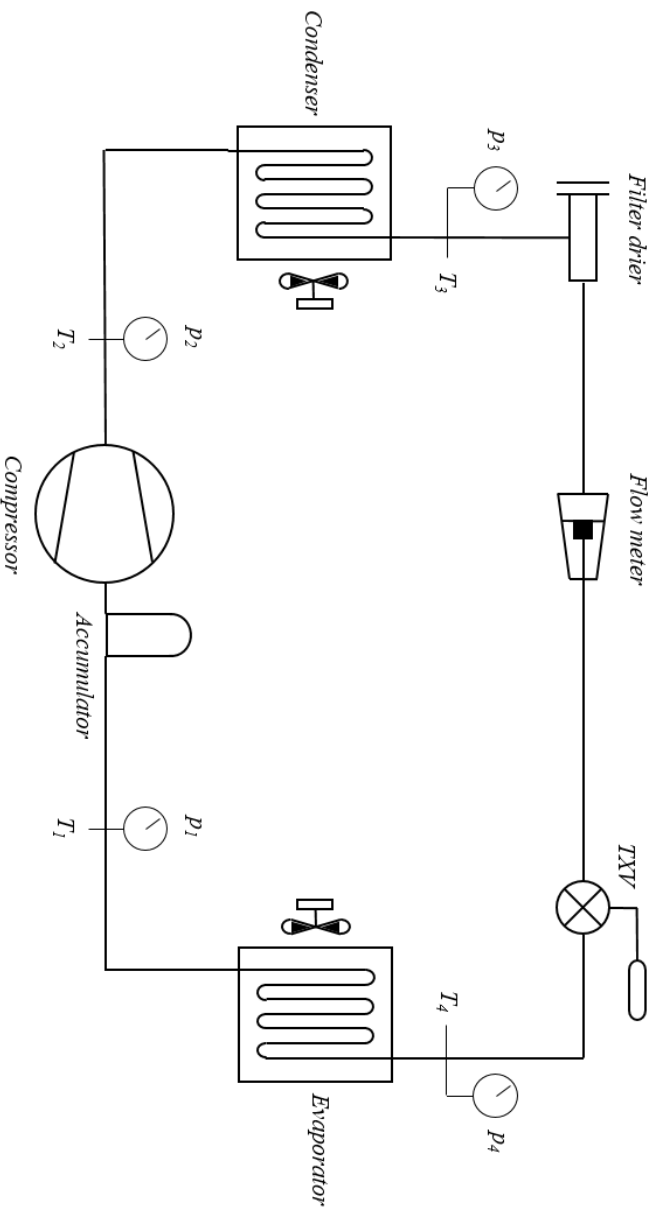
3.1.1 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan dengan tujuan mengetahui dan memahami hal-hal mengenai:

- a) Prinsip kerja siklus refrigerasi kompresi uap dan aplikasinya pada AC.
- b) Prinsip kerja kompresor dan metode pelumasan yang digunakan.
- c) Pengaruh nanofluida terhadap performa sistem refrigerasi.

3.1.2 Perancangan Skema Penelitian

Penelitian dilakukan di Laboratorium Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara dengan temperatur rata-rata ruangan sebesar 27°C. Obyek penelitian berupa AC *split* yang terdiri dari satu *indoor unit* dan satu *outdoor unit* dengan spesifikasi tercantum pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.2. *Indoor unit* AC terdiri dari evaporator yang dilengkapi *fan*, termostat, dan *filter* udara, sedangkan *outdoor unit* AC terdiri dari kompresor *scroll*, akumulator, dan kondensor yang dilengkapi *fan*. Selain itu, digunakan juga komponen tambahan dan alat ukur dengan spesifikasi yang tercantum dalam Tabel 3.3 dan Tabel 3.4. Refrigeran, pelumas, dan nanofluida yang disirkulasikan dalam sistem adalah MC-22, Emkarate RL 68H dan Metarizer Air, seperti ditunjukkan oleh Gambar 3.6.



Gambar III.1 Skema alat yang digunakan untuk penelitian.



Gambar III.2 Instalasi alat di Lab Pendingin.

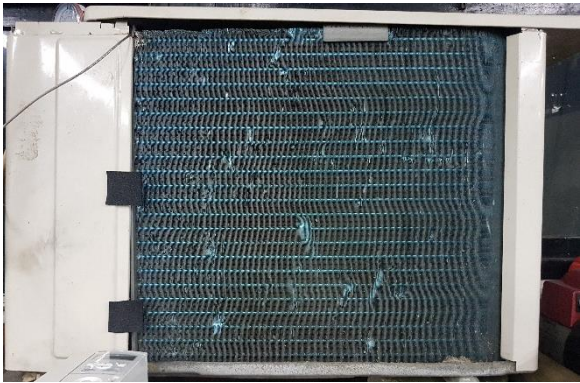
3.1.3 Persiapan Alat



Gambar III.3 *Indoor unit.*

Tabel III.1 Spesifikasi *indoor unit*.

Merek	Sharp
Tipe, nomor model	<i>Split type room air conditioner</i> AH-A9HEV
<i>Rated voltage</i>	220-240 V ~
<i>Rated frequency</i>	50 Hz
Fase	1
<i>Maximum input</i>	1100 W / 5.0 A
<i>Cooling capacity</i>	2.64 kW
<i>Rated input</i>	820-850 W
<i>Rated current</i>	3.8-3.6 A
<i>Climate designation</i>	Type T1
Refrigeran	R-22 (460 g)
<i>Time delay fuse</i>	10 A



Gambar III.4 *Outdoor unit*.

Tabel III.2 Spesifikasi *outdoor unit*.




Merek	Panasonic
Nomor model	CU-PC12EKH
Fase	1
Voltase	220-240 V~



Frekuensi	50 Hz
<i>Maximum input</i>	1.55 kW / 7.1 A
<i>Cooling capacity</i>	3.49-3.54 kW / 12,560-12,740 kJ/h
<i>Rated current</i>	6.0 A
<i>Rated power input</i>	1.17-1.21 kW
EER, <i>Energy Efficiency Ratio</i>	2.98-2.93 (ISO 5151)
Refrigeran	R-22 (510 g)
MWP, <i>Maximum Working Pressure</i> HP / LP <i>Sealtest passed</i> HP / LP	2.7 MPa / 1.6 MPa 2.7 MPa / 1.6 MPa





Gambar III.5 Tabung MC-22 ukuran 3 kg, nanofluida Metarizer Air tipe L untuk R-22, dan pelumas Emkarate tipe RL 68 H.


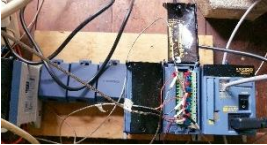
Tabel III.3 Spesifikasi komponen tambahan.

No.	Komponen	Keterangan
1	<div><p><i>Inverter</i></p></div>	<p>Merek : ABB</p> <p>Model : ACS150</p> <p><i>Input</i> : 200-240 ± 10% 48-63 Hz</p> <p><i>Output</i> : 1.1 kW (1.5 HP) 6.7 A</p>
2	<div><p><i>Thermostatic expansion valve (TXV)</i></p></div>	<p>Merek : Danfoss</p> <p><i>Range</i> : -40/+10°C -40/+50°F</p>
3	<div><p><i>Flowmeter</i></p></div>	<p>Merek : ROTA</p> <p><i>Range</i> : 0-0.07 L/s</p>

4	 <p><i>Filter dryer</i></p>	Merek : Danfoss Range : -40/+70°C -40/+160°F
5	 <p>Injektor nanofluida</p>	

Tabel III.4 Spesifikasi alat ukur.

No.	Alat ukur	Keterangan
1	 <p><i>Low pressure gauge</i></p>	Merek : Refco Range : 0-500 psi 0 – 35 kgf/cm ² Ketelitian : 5 psi 0.2 kgf/cm ²
2	 <p><i>High pressure gauge</i></p>	Merek : Starmec Range : -30 – 150 psi -1 – 10 bar Ketelitian : 2 psi / 0.2 bar

3	 <p>Termokopel tipe K</p>	<p><i>Range</i> : 0-1100°C</p>
4	 <p>Perangkat data akuisisi</p>	<p>Merek : Yokogawa Model : MX100 <i>Data Acquisition Unit</i> <i>Supply volt</i> : 100 / 240 V AC</p>

3.1.4 Pengambilan Data

3.1.4.1 Langkah Persiapan

- 1) Kondisi lingkungan sekitar dipastikan aman dan tidak berpotensi mengganggu kinerja alat.
- 2) Peralatan uji dipastikan dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya. Alat ukur dipastikan telah terkalibrasi dengan baik.
- 3) Kondisi kelistrikan dipastikan dalam keadaan siap dan semua instalasi terpasang dengan baik.
- 4) Tabung kondensor dan evaporator dilakukan *purging* menggunakan kompresor udara agar bersih dari cairan pelumas atau benda asing lainnya.
- 5) Katup *service* pada sisi *suction* dan *discharge* serta *globe valve* dipastikan telah terbuka agar refrigeran dapat mengalir.
- 6) Sistem refrigerasi dibuat vakum menggunakan pompa vakum untuk mengeluarkan uap air.

Pompa dinyalakan \pm 30 menit sampai tekanan sistem mencapai -30 psi.

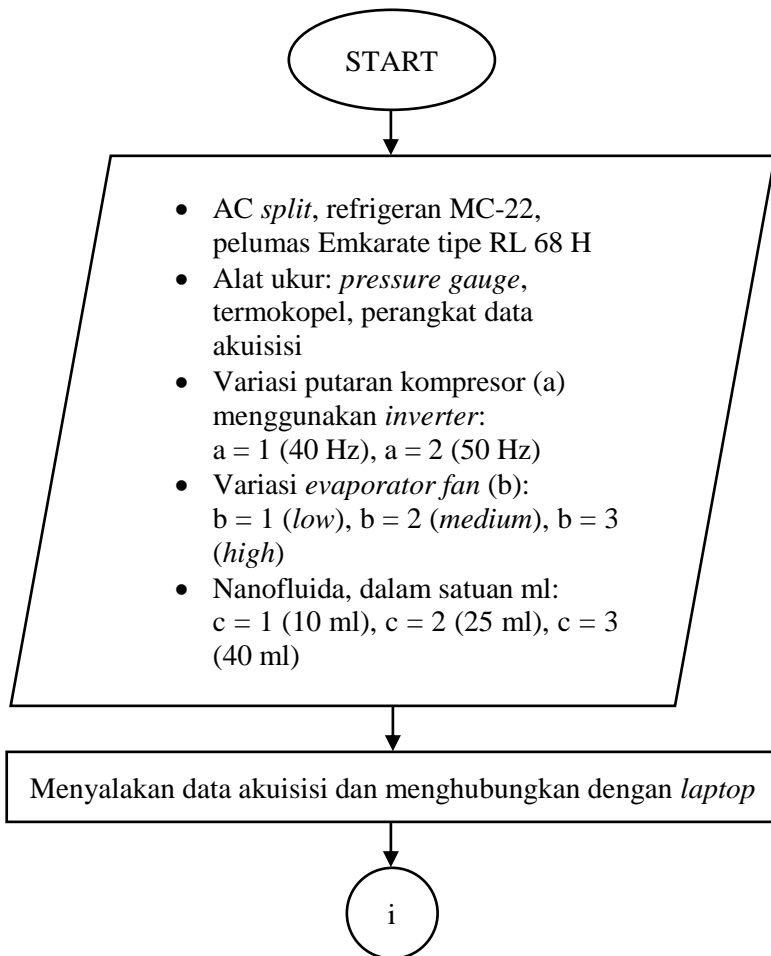
- 7) Kebocoran sistem dicek melalui kenaikan tekanan vakum pada *pressure gauge*. Apabila tidak terjadi kenaikan tekanan, sistem tidak bocor sehingga dapat dilakukan pengisian pelumas.
- 8) Koneksi pipa kompresor dibuka, kemudian dilakukan pengisian refrigeran.

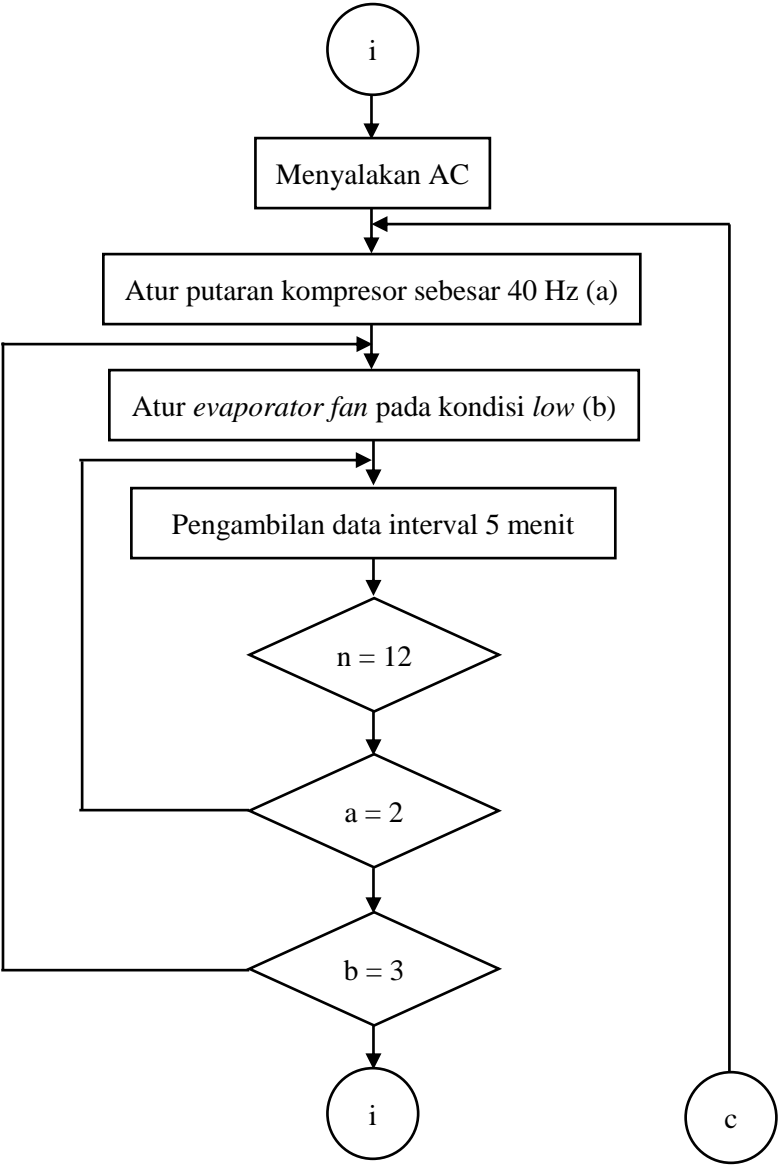
3.1.4.2 Langkah Pengujian

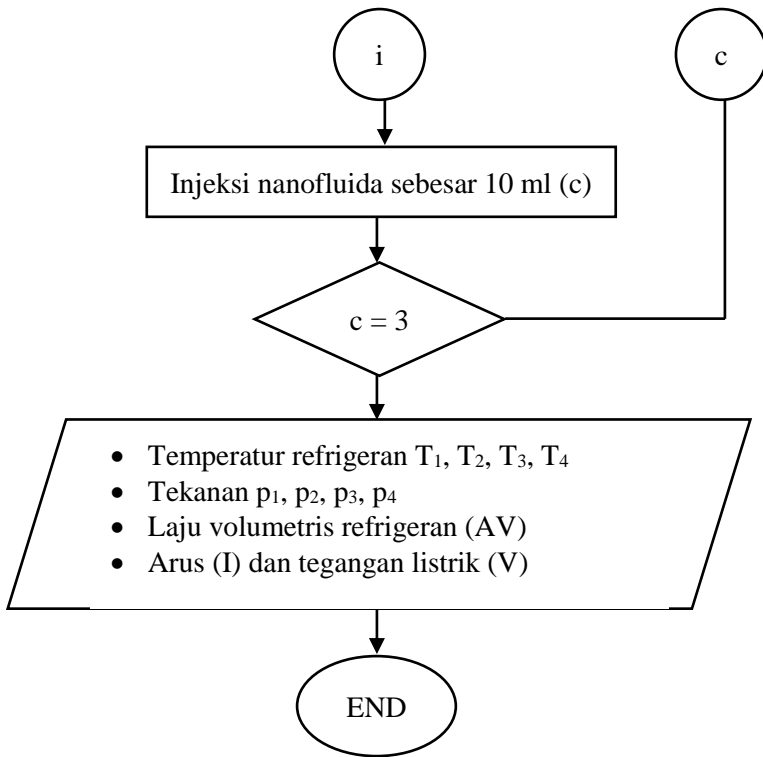
- 1) Kabel LAN dipastikan terhubung dengan *laptop* sebelum perangkat data akuisisi dinyalakan.
- 2) *Indoor unit* dinyalakan dengan *remote control*.
- 3) *Outdoor unit* dinyalakan dengan mengatur frekuensi listrik yang disuplai ke motor kompresor.
- 4) Tekanan pada *pressure gauge* diamati sampai sesuai dengan tekanan kerja.
- 5) Temperatur pada setiap titik pengukuran termokopel diamati melalui perangkat data akuisisi yang terhubung dengan *laptop*.
- 6) Kompresor diatur pada frekuensi 40 Hz.
- 7) Data temperatur yang diperoleh dari perangkat data akuisisi akan terekam otomatis pada *laptop* sesuai dengan interval waktu yang telah ditentukan *software*. Selain itu, data lain berupa arus dan frekuensi listrik, tekanan, dan debit ditampilkan masing-masing oleh *inverter*, *pressure gauge*, dan *flowmeter*. Pengambilan data dilakukan pada setiap beban evaporator (*low*, *medium*, *high*) dengan interval 5 menit sampai 1 jam.
- 8) Langkah 6) dan 7) diulangi untuk frekuensi 50 Hz.

- 9) Langkah 6) – 8) diulangi untuk variasi volume nanofluida sejumlah 10, 25, dan 40 ml. Injeksi nanofluida ke dalam sistem perlu memperhatikan tata cara berikut:
 - Nanofluida dipastikan telah tercampur rata. Jika masih terdapat endapan nanopartikel, botol dikocok hingga endapan terdispersi ke seluruh cairan.
 - Koneksi pipa injektor dibuka.
 - Nanofluida diisap sejumlah volume yang ditentukan.
 - AC dipastikan dalam kondisi nyala sebelum nanofluida diinjeksikan lewat katup *service* pada sisi *suction*.
- 10) Setelah pengambilan data selesai dilakukan, AC dimatikan dan semua koneksi listrik dicabut.

3.1.5 Diagram Alir Pengambilan Data







3.2 Parameter Analysis

Parameter Input		Parameter Output	
Konstan	Variasi	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Massa refrigeran, 400 g • Volume pelumas, 250 ml 	<ul style="list-style-type: none"> • Putaran kompresor <ul style="list-style-type: none"> ○ 40 Hz ○ 50 Hz • Beban evaporator <ul style="list-style-type: none"> ○ <i>Low</i> ○ <i>Medium</i> ○ <i>High</i> • Volume nanofluida <ul style="list-style-type: none"> ○ 10 ml ○ 25 ml ○ 40 ml 	<ul style="list-style-type: none"> • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk kompresor (p_1, T_1) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kompresor (p_2, T_2) • Laju volumetris refrigeran (AV) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kondensor (p_3, T_3) • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk evaporator (p_4, T_4) • Tegangan (V) dan arus listrik (I) 	<ul style="list-style-type: none"> • \dot{m} • \dot{W}_c • $\dot{W}_{c,s}$ • $\eta_{c,s}$ • \dot{Q}_{cond} • \dot{Q}_{evp} • COP • HRR • \dot{W}_{in}

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Penelitian

Pengambilan data pada penelitian ini dilakukan setiap interval 5 menit selama 1 jam untuk masing-masing variasi, yaitu variasi volume nanofluida (0, 10, 25, 40 ml), putaran kompresor (40, 45, 50 Hz), dan beban evaporator (*low*, *medium*, *high*). Pengambilan data dilakukan setelah sistem berada pada kondisi *steady state*. Data hasil penelitian tercantum di dalam Lampiran.

4.2 Contoh Perhitungan

nanofluida (0 ml), putaran kompresor 50 Hz, dan beban evaporator *high*. Data hasil eksperimen selama 1 jam dirata-rata untuk memperoleh nilai yang mewakili satu variasi tersebut.

Tabel IV.1 Parameter analisis yang digunakan sebagai contoh perhitungan.

Parameter Analisis	Simbol	Nilai
Tekanan refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	p_1	78 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	T_1	19.4°C
Tekanan refrigeran keluar kompresor (<i>discharge</i>)	p_2	221.29 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>discharge</i>)	T_2	69.3 °C
Tekanan refrigeran keluar kondensor	p_3	211 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_3	41.7°C
Tekanan refrigeran masuk evaporator	p_4	84 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_4	11.47 °C
Laju aliran volumetris	AV	0.015 L/s
Arus listrik	I	2.67 A
Tegangan listrik	V	220 V
$\cos \theta$		0.953

4.2.1 *Properties Refrigeran*

Properties refrigeran perlu diketahui untuk menghitung parameter output penelitian, yaitu laju alir massa refrigeran (\dot{m}), kerja kompresor isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) dan nyata (\dot{W}_c), efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$), kapasitas kondensor (\dot{Q}_{cond}), kapasitas pendinginan evaporator (\dot{Q}_{evp}), dan COP. Dalam hal ini, nilai *properties* ditentukan dengan menggunakan *software* Computer-Aided Thermodynamics Tables (CAT) 3. Karena refrigeran yang digunakan dalam penelitian adalah Musicool 22 (MC-22) dengan komposisi 99.7% propana (R-290), fluida yang dipilih pada *software* adalah propana. Untuk mempermudah penggunaan *software*, nilai tekanan hasil pengukuran yang berupa tekanan *gauge* dalam satuan psi dikonversi menjadi tekanan absolut dalam satuan MPa.

- Titik 1 (masuk kompresor atau *suction*)

$$p_1 = \left(78 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$= 0.638745 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 19.4^\circ\text{C}$$

Dengan menggunakan input nilai p dan T , *software* menghasilkan nilai *properties*:

$$h_1 = 303.4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 5.696 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- Titik 2 (keluar kompresor atau *discharge*)

$$p_2 = \left(221.29 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$= 1.626013 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 69.3^\circ\text{C}$$

Dengan menggunakan input nilai p dan T , *software* menghasilkan nilai *properties*:

$$h_2 = 371.5 \text{ kJ/kg}$$

Nilai h_{2s} dihitung dengan memasukkan input nilai p_2 dan $s_{2s} = s_1 = 5.696 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ sehingga diperoleh:

$$h_{2s} = 349.1 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 3 (keluar kondensor)

$$p_3 = \left(211 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$= 1.555115 \text{ MPa}$$

$$T_3 = 41.7^\circ\text{C}$$

Dengan menggunakan input nilai p dan T , *software* menghasilkan nilai *properties*:

$$h_3 = 10.09 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 4 (masuk evaporator)

$$p_4 = \left(84 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$= 0.680085 \text{ MPa}$$

$$T_4 = 11.47^\circ\text{C}$$

Nilai *properties* pada titik 4 ditentukan dengan mengasumsikan proses 3–4, yaitu penurunan tekanan refrigeran oleh TXV, berlangsung secara isoentalpi sehingga diperoleh:

$$h_4 = h_3 = 10.09 \text{ kJ/kg}$$

4.2.1.1 Laju Alir Massa Refrigeran

Berdasarkan batasan masalah *steady, incompressible flow*, aliran refrigeran di dalam sistem memiliki nilai laju alir massa konstan dan variasi densitas yang dapat diabaikan. Laju alir massa refrigeran dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m} = \rho AV = \frac{Q}{v} \dots\dots\dots 4.1$$

\dot{m} = laju alir massa refrigeran, kg/s

ρ = densitas refrigeran, kg/m³

A = luas penampang aliran refrigeran, m²

V = kecepatan aliran refrigeran, m/s

$Q = AV$ = laju aliran volumetris (debit) refrigeran, m³/s

Nilai Q diperoleh berdasarkan hasil pengukuran debit aliran refrigeran menggunakan *flowmeter* yang terpasang di

titik 3. Sementara itu, nilai v diperoleh dari *software* berdasarkan input nilai p dan T di titik 3, yaitu sebesar $0.002121 \text{ m}^3/\text{kg}$. Dengan demikian, perhitungan \dot{m} menghasilkan nilai:

$$\dot{m} = \frac{0.015 \frac{\text{L}}{\text{s}}}{0.002151 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} = 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.1.2 Kerja Kompresor Isentropis

Kerja kompresor isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) merupakan kerja termodinamik ideal yang dibutuhkan kompresor untuk melakukan proses kompresi terhadap refrigeran. Nilai $\dot{W}_{c,s}$ ditentukan berdasarkan entalpi refrigeran pada tingkat keadaan masuk dan keluar kompresor, atau secara matematis dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{c,s} &= \dot{m} (h_{2s} - h_1) \\ &= 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(349.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 303.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 0.319 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.1.3 Kerja Kompresor Nyata

Kerja kompresor nyata (\dot{W}_c) merupakan kerja termodinamik kompresor yang dipengaruhi kerugian akibat gesekan dan perpindahan panas dengan lingkungan. \dot{W}_c dihitung dengan menggunakan persamaan 2.2.

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= \dot{m} (h_2 - h_1) \\ &= 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(371.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 303.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 0.475 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.1.4 Efisiensi Isentropis Kompresor

Efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$) merupakan perbandingan kerja kompresor isentropis dan kerja kompresor nyata. $\eta_{c,s}$ dihitung dengan menggunakan persamaan 2.6.

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{0.319}{0.475} = 0.671 \text{ (67.1 \%)}$$

4.2.1.5 Kapasitas Kondensor

Kapasitas kondensor (\dot{Q}_{cond}) merupakan kemampuan kondensor membuang panas yang dibawa aliran refrigeran ke lingkungan. \dot{Q}_{cond} dihitung dengan menggunakan persamaan 2.3.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{cond}} &= \dot{m} (h_2 - h_3) \\ &= 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(371.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 10.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 2.52 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.1.6 Kapasitas Evaporator

Kapasitas evaporator atau disebut juga efek refrigerasi (\dot{Q}_{evp}) merupakan kemampuan evaporator menangani beban termal (panas) yang terdapat di dalam ruangan. \dot{Q}_{evp} dihitung dengan menggunakan persamaan 2.4.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{evp}} &= \dot{m} (h_1 - h_4) \\ &= 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(303.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 10.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 2.045 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.1.7 COP

COP merupakan parameter tolak ukur unjuk kerja mesin pendingin yang dinyatakan dengan perbandingan antara efek refrigerasi yang ditimbulkan evaporator dan kerja yang dibutuhkan kompresor. COP dihitung dengan menggunakan persamaan 2.5.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evp}}}{\dot{W}_c} = \frac{2.045}{0.475} = 4.307$$

4.2.1.8 HRR

HRR adalah perbandingan energi panas yang dibuang oleh kondensor dengan energi panas yang diserap oleh evaporator. HRR dihitung dengan menggunakan persamaan 2.11.

$$\begin{aligned} \text{HRR} &= 1 + \frac{1}{\text{COP}} \\ &= 1 + \frac{1}{4.307} \\ &= 1.232 \end{aligned}$$

4.2.1.9 Daya Listrik

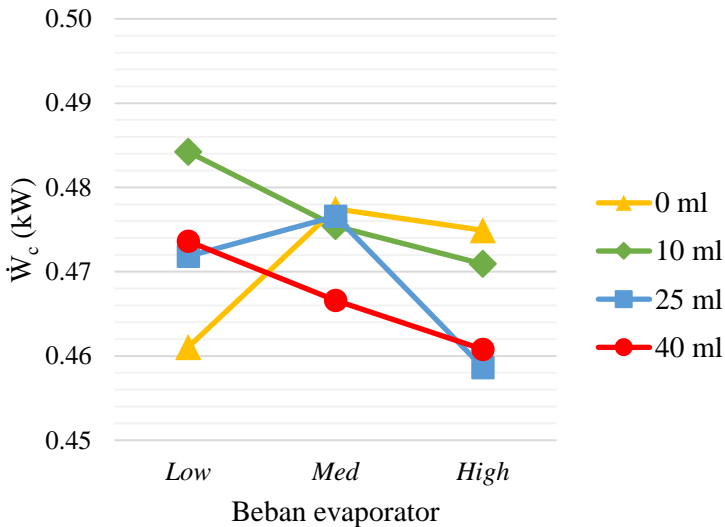
Daya listrik (\dot{W}_{in}) merupakan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan motor kompresor. \dot{W}_{in} dihitung dengan menggunakan persamaan 2.8.

$$\begin{aligned} \dot{W}_{in} &= VI \cos \theta \\ &= 220 \text{ V} \times 2.67 \text{ A} \times 0.953 \\ &= 0.56 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.2 Analisis Grafik

Grafik yang akan dibahas berikut merupakan sampel data yang diambil pada frekuensi $f = 50$ Hz. Parameter analisis yang akan dievaluasi berdasarkan peningkatan beban evaporator dan penambahan konsentrasi nanofluida adalah kerja kompresor, efisiensi isentropis kompresor, kapasitas evaporator, COP, HRR, dan daya listrik.

4.2.2.1 Grafik Kerja Kompresor sebagai Fungsi Beban Evaporator



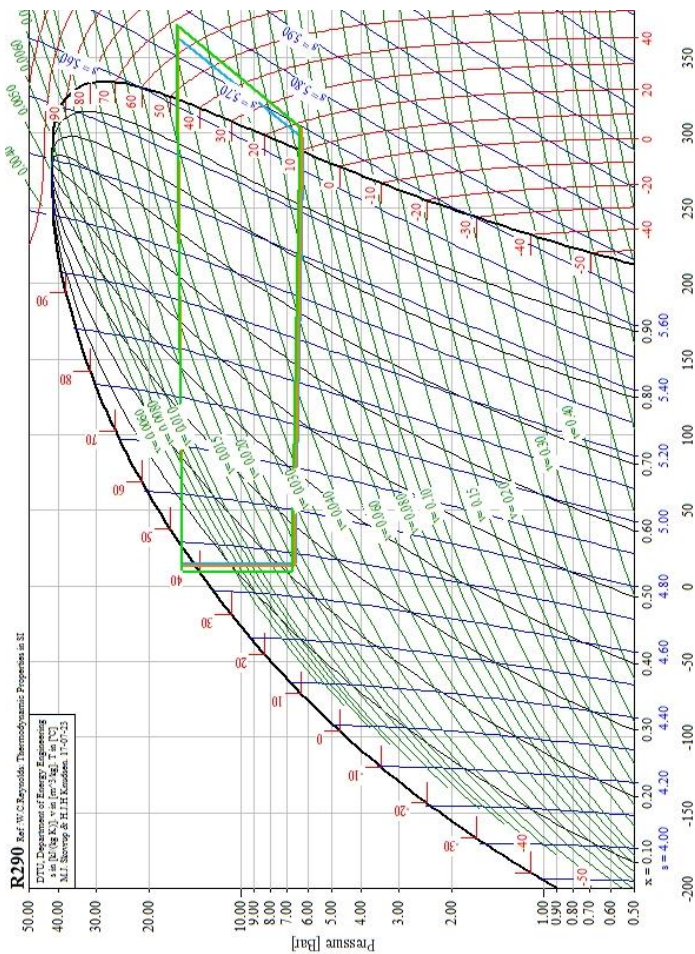
Gambar IV.1 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi beban evaporator.

Berdasarkan grafik kerja kompresor yang ditampilkan pada Gambar 4.1, penambahan nanofluida menimbulkan tren yang tidak sama untuk setiap volume dan beban evaporator. Beban *high* dan *medium* menunjukkan penurunan kerja kompresor akibat penambahan nanofluida, sedangkan beban *low* menunjukkan tren sebaliknya. Pengaruh nanofluida paling signifikan pada beban *high* dihasilkan oleh volume 25 ml yaitu sebesar 3.37% (0.459 kW), namun pada beban *medium* justru dihasilkan oleh volume 40 ml yaitu sebesar 2.1% (0.467 kW). Sementara itu, perubahan nilai kerja kompresor pada beban *low* paling signifikan terlihat pada variasi 10 ml, yaitu sebesar 4.75% (0.484 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kerja kompresor pada volume 0 ml

dan penurunan kerja kompresor pada volume 10, 25 dan 40 ml. Walaupun demikian, kerja kompresor untuk volume 25 ml mengalami kenaikan pada beban *medium* sebelum turun kembali pada beban *high*. \dot{W}_c tertinggi senilai 0.484 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume 0 ml, sedangkan \dot{W}_c terendah senilai 0.459 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume 25 ml.

Dari segi termodinamika, peningkatan beban evaporator menyebabkan refrigeran mengalami perpindahan panas yang lebih besar sehingga temperatur keluar evaporator naik. Kenaikan temperatur ini dideteksi oleh *sensing bulb* yang memberikan sinyal kepada TXV untuk memperbesar bukaan katup agar jumlah refrigeran masuk evaporator semakin banyak. Dengan demikian, tekanan evaporator naik. Perubahan tingkat keadaan di keluaran evaporator memengaruhi perubahan tingkat keadaan *suction* dan *discharge* kompresor. Tekanan evaporator yang semakin tinggi menimbulkan kenaikan tekanan *suction*. Tekanan *discharge* juga ikut naik untuk mempertahankan *pressure ratio* kompresor. Peningkatan tekanan dan temperatur *suction* dan *discharge* akibat peningkatan beban evaporator menghasilkan nilai entalpi yang semakin tinggi sehingga kerja kompresor yang dibutuhkan juga semakin besar.

Hasil eksperimen pada volume 0 ml menunjukkan tren yang sesuai dengan teori. Berdasarkan data yang tercantum pada subbab 4.1, tekanan dan temperatur *suction* dan *discharge* naik dari beban *low* sampai beban *high*, walaupun kenaikan yang terjadi pada tekanan *discharge* tidak terlalu signifikan. Tekanan dan temperatur *suction* rata-rata yang dihasilkan bernilai 76.3 psi dan 17.6°C, sedangkan tekanan dan temperatur *discharge* rata-rata bernilai 220.3 psi dan 67.73°C.

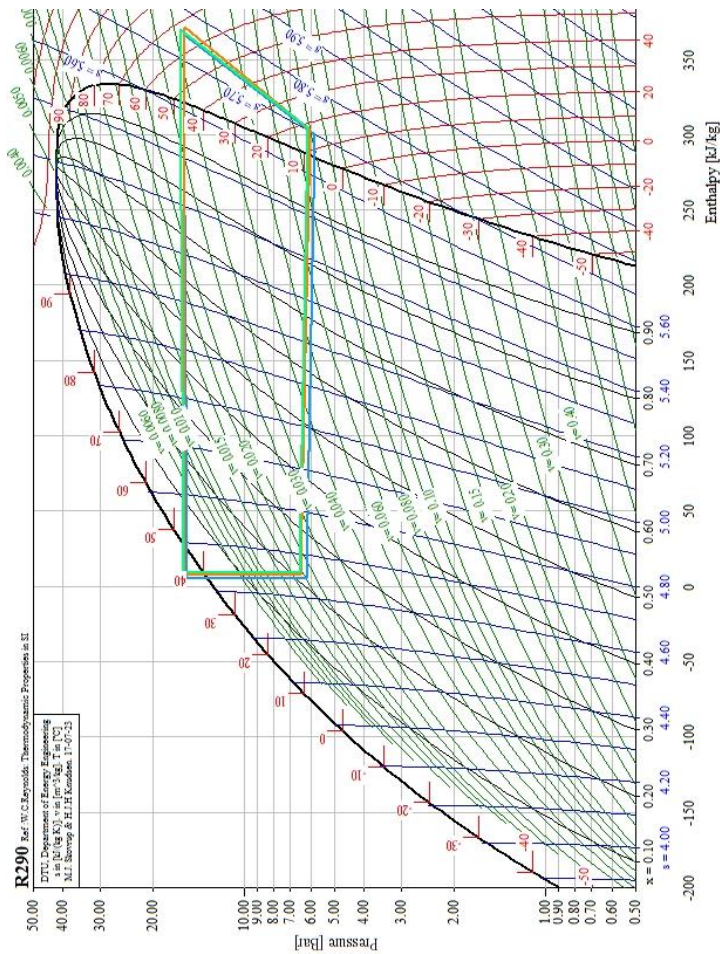


Gambar IV.2 Diagram p-h volume 0 ml dengan variasi beban evaporator.

Pengaruh beban evaporator terhadap kebutuhan kompresi dapat diamati lebih jelas pada diagram p-h yang ditampilkan oleh Gambar 4.2. Garis biru muda menunjukkan beban *low*, garis oranye menunjukkan beban *medium*, dan garis hijau muda menunjukkan beban *high*. Pergeseran garis kompresi ke daerah *superheat* mengindikasikan bahwa peningkatan beban evaporator membutuhkan kerja kompresor yang lebih besar.

Hasil eksperimen dengan variasi penambahan nanofluida menunjukkan tren penurunan kerja kompresor. Kurva 10 ml dan 40 ml menunjukkan turun secara linear, sedangkan kurva 25 ml mengalami kenaikan pada beban *medium* sebelum turun kembali pada beban *high*. Hal ini dapat disebabkan karena prinsip kerja nanofluida dalam hal restorasi logam pada permukaan kompresor yang aus dengan memanfaatkan temperatur dan tekanan kerja pelumas kompresor dalam kondisi *running*. Dalam hal ini, pengukuran tekanan dan temperatur kerja pelumas sulit dilakukan karena kompresor berjenis hermetik sehingga pengambilan data kompresor dilakukan pada jalur *suction* dan *discharge*.

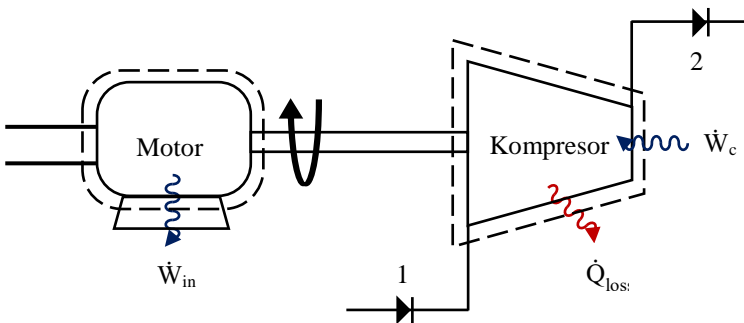
Berdasarkan data hasil pengukuran pada subbab 4.1, peningkatan beban evaporator pada volume 10 dan 40 ml menimbulkan nilai entalpi yang semakin besar akibat kenaikan tekanan dan temperatur *suction* dan *discharge*. Tekanan dan temperatur *suction* rata-rata bernilai 70.3 psi dan 16.87°C, sedangkan tekanan dan temperatur *discharge* rata-rata bernilai 214.55 psi dan 66.95°C, lebih rendah daripada nilai yang dihasilkan pada volume 0 ml. Walaupun demikian, selisih entalpi yang dihasilkan semakin kecil sehingga kebutuhan kerja kompresor semakin rendah. Hal ini dapat disebabkan karena sirkulasi pelumas di dalam kompresor lebih cepat pada kondisi beban evaporator tinggi sehingga proses restorasi logam oleh nanofluida berjalan lebih optimal.



Gambar IV.3 Diagram p-h volume 25 ml dengan variasi beban evaporator.

Pada volume 25 ml, tekanan dan temperatur *suction* serta temperatur *discharge* mengalami perubahan seperti yang terjadi pada volume 10 dan 40 ml, namun tekanan *discharge* turun pada beban *medium* sebelum naik kembali pada beban *high*. Hal ini ditunjukkan dengan penurunan garis oranye di bawah garis hijau muda pada diagram p-h yang ditampilkan dalam Gambar 4.3. Perubahan tekanan *discharge* tersebut menimbulkan perubahan nilai entalpi yang tidak sesuai dengan teori. Hal ini dapat disebabkan karena kesalahan pengukuran akibat kondisi sistem yang tidak *steady* atau kurangnya kompatibilitas antara pelumas dan nanofluida.

Di samping itu, tren yang dihasilkan pada beban *low* menunjukkan bahwa penambahan nanofluida justru meningkatkan kebutuhan kerja kompresor, berbeda dengan tren pada beban *medium* dan *high*. Hal ini dapat dianalisis dengan menggunakan pendekatan kesetimbangan energi untuk menghitung temperatur bodi kompresor. Perhitungan melibatkan daya motor, kerja kompresor, dan kerugian termal yang dialami kompresor berupa panas yang hilang ke lingkungan (*heat loss*). Motor dan kompresor masing-masing dianggap sebagai sebuah volume atur (*control volume*). Temperatur bodi yang tinggi mengindikasikan *heat loss* yang besar dan kerja yang rendah.



Gambar IV.4 Skema motor dan kompresor.

Persamaan kesetimbangan energi untuk sistem pada Gambar 4.4 adalah:

$$\dot{W}_{\text{motor}} = \dot{Q}_{\text{loss}} + \dot{W}_{\text{useful}} \dots\dots\dots 4.2$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = \dot{Q}_{\text{loss}} + \dot{W}_{\text{c}} \dots\dots\dots 4.3$$

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{W}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{c}} \dots\dots\dots 4.4$$

\dot{Q}_{loss} yang dialami kompresor dapat berupa $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ maupun $\dot{Q}_{\text{loss, mekanis}}$. $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ adalah panas yang hilang akibat perpindahan panas dari bodi kompresor ke udara sekitar, sedangkan $\dot{Q}_{\text{loss, mekanis}}$ adalah panas yang hilang akibat gesekan antara komponen mekanis selama proses kompresi berlangsung. Nilai $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ dapat dihitung dengan menggunakan persamaan perpindahan panas konveksi, sedangkan $\dot{Q}_{\text{loss, mekanis}}$ sulit dihitung karena dipengaruhi oleh banyak faktor yang tidak diketahui, antara lain viskositas pelumas dan energi yang timbul akibat gesekan. Oleh karena itu, parameter analisis yang digunakan dalam perhitungan ini adalah $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ saja sehingga persamaan 4.4 dapat ditulis kembali sebagai berikut:

$$hA_s \Delta T = VI \cos \theta - \dot{m} \Delta h \dots\dots\dots 4.5$$

$$hA_s (T_b - T_{\infty}) = VI \cos \theta - \dot{m} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots 4.6$$

Pengukuran temperatur bodi kompresor tidak dilakukan dalam penelitian ini, tetapi dapat diestimasikan bahwa nilainya berada di dalam *range* temperatur operasi kompresor, yaitu di antara T_1 dan T_2 . Dengan demikian, ΔT pada persamaan 2.17 dapat dinyatakan dengan

$$\Delta T = \bar{T} - T_{\infty} \dots\dots\dots 4.7$$

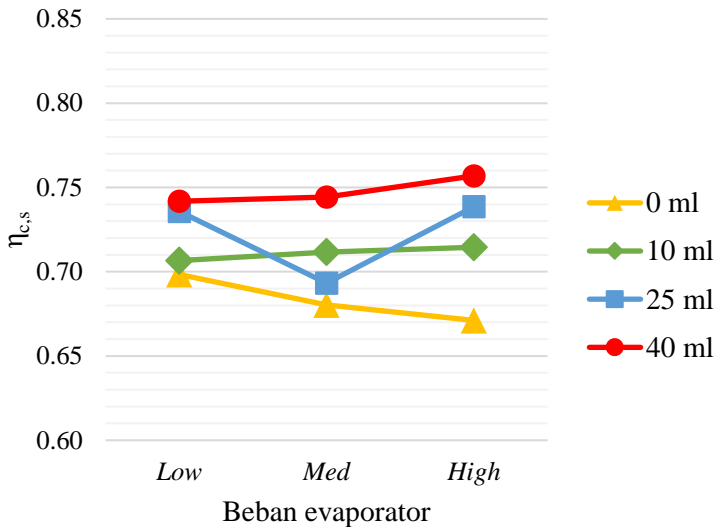
$$\bar{T} = [(T_1 + T_2)/2] \dots\dots\dots 4.8$$

Tabel IV.2 Temperatur operasi kompresor pada beban *low*.

Beban evaporator	Volume nanofluida (ml)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	\bar{T} (°C)	T_∞ (°C)	ΔT (°C)
<i>Low</i>	0	15.1	65.19	40.15	27	13.15
	10	13.79	65.24	39.52	27	12.52
	25	16.36	66.73	41.55	27	14.55
	40	16.13	66.27	41.2	27	14.2

Tabel 4.2 menunjukkan bahwa penambahan nanofluida 10 ml meningkatkan nilai ΔT , namun terjadi penurunan pada volume 25 dan 40 ml walaupun nilainya masih lebih besar dari yang dihasilkan pada volume 0 ml. Hal ini dapat disebabkan oleh kenaikan nilai viskositas pelumas yang memengaruhi kerja kompresor. Semakin tinggi nilai viskositas pelumas, semakin besar tegangan geser yang timbul sehingga kemampuan alir pelumas berkurang. Dengan demikian, jumlah pelumas yang disuplai (*oil supply rate*) ke dalam *oil gallery* dan *bearing* berkurang.^[6] Walaupun demikian, perubahan viskositas pelumas akibat nanofluida perlu diselidiki lebih lanjut dengan menggunakan viskometer.

4.2.2.2 Grafik Efisiensi Isentropis Kompresor sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar IV.5 Grafik efisiensi isentropis kompresor sebagai fungsi beban evaporator.

Berdasarkan grafik efisiensi isentropis kompresor yang ditampilkan pada Gambar 4.4, penambahan volume nanofluida menyebabkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor pada masing-masing beban evaporator. Walaupun demikian, tren yang dihasilkan volume 25 ml pada beban *medium* menunjukkan penurunan efisiensi isentropis sebelum naik kembali pada volume 40 ml. Pengaruh nanofluida paling signifikan terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml, yaitu sebesar 11.36% (0.757). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan penurunan efisiensi isentropis kompresor pada volume 0 ml dan peningkatan efisiensi isentropis kompresor pada volume 10, 25 dan 40 ml. $\eta_{c,s}$ tertinggi senilai 0.757 dihasilkan pada beban *high* dengan volume nanofluida 40 ml,

sedangkan $\eta_{c,s}$ terendah senilai 0.671 dihasilkan pada beban *high* dengan volume nanofluida 0 ml.

Peningkatan beban evaporator menyebabkan kompresor perlu bekerja lebih berat untuk menangani kebutuhan refrigerasi yang meningkat. Dengan demikian, peningkatan beban evaporator berbanding lurus dengan peningkatan kerja kompresor, baik secara isentropis maupun nyata. Walaupun demikian, peningkatan kerja isentropis yang tidak sebanding dengan peningkatan kerja nyata mengakibatkan penurunan efisiensi isentropis kompresor. Hal ini ditunjukkan oleh kurva 0 ml pada Gambar 4.1 yang memiliki tren cenderung menurun.

Di sisi lain, aplikasi nanofluida berdampak pada penurunan kerja kompresor. Adanya proses restorasi ion logam pada permukaan yang aus menyebabkan kompresor membutuhkan kerja lebih sedikit untuk menangani kebutuhan kompresi pada beban evaporator yang sama. Pada beban evaporator yang semakin besar, nanofluida bekerja lebih optimal dalam menurunkan kerja kompresor karena proses restorasi berjalan lebih cepat. Dengan kata lain, penambahan nanofluida mengakibatkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor. Hal ini ditunjukkan oleh kurva 10, 25 dan 40 ml pada Gambar 4.2 yang memiliki tren cenderung naik. Walaupun demikian, tren kurva 25 ml menunjukkan penurunan efisiensi isentropis kompresor pada beban *medium*. Hal ini dapat disebabkan karena perubahan tekanan *discharge* yang memengaruhi nilai entalpi yang dihasilkan. Hubungan tekanan *discharge* dan efisiensi isentropis kompresor dapat dinyatakan secara matematis dengan menggunakan persamaan 2.3.

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}, \text{ kJ/kg}}{\dot{W}_c, \text{ kJ/kg}} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \dots \dots \dots 2.3$$

Dengan menggunakan asumsi panas spesifik bernilai konstan, persamaan 2.3 dapat ditulis kembali sebagai fungsi temperatur.

$$h(T_{2s}) - h(T_1) = c_p (T_{2s} - T_1) \dots\dots\dots 4.9$$

$$h(T_2) - h(T_1) = c_p (T_2 - T_1) \dots\dots\dots 4.10$$

$$\eta_{c,s} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \dots\dots\dots 4.11$$

Asumsi berikutnya adalah pemodelan fluida kerja kompresor sebagai gas ideal. Perilaku gas ideal pada temperatur dan tekanan tertentu dinyatakan sebagai berikut:

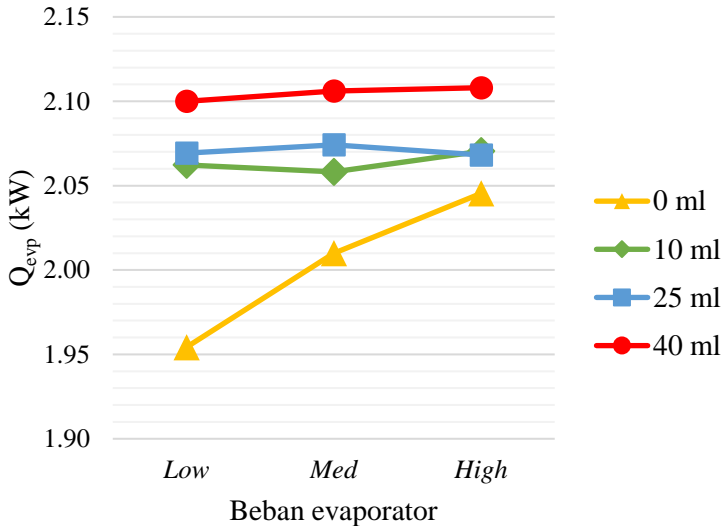
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \dots\dots\dots 4.12$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \dots\dots\dots 4.13$$

Dengan demikian, persamaan 2.14 menjadi

$$\eta_{c,s} = \frac{T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - T_1}{T_2 - T_1} \dots\dots\dots 4.14$$

4.2.2.3 Grafik Kapasitas Evaporator sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar IV.6 Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator.

Berdasarkan grafik kapasitas evaporator yang ditampilkan pada Gambar 4.5, penambahan nanofluida menyebabkan peningkatan kapasitas evaporator pada masing-masing beban evaporator. Walaupun demikian, peningkatan yang terjadi dari volume 10 ml menuju volume 25 ml tidak terlalu signifikan. Pengaruh nanofluida paling signifikan terjadi pada beban *low* dengan volume 40 ml, yaitu sebesar 6.95% (2.1 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kapasitas evaporator pada volume 0, 10 dan 40 ml, tetapi perubahan yang terjadi pada volume 10 dan 40 ml tidak terlalu signifikan. Sementara itu, tren kurva 25 ml terlihat mengalami sedikit penurunan dari beban *medium* menuju beban *high*. \dot{Q}_{evp}

tertinggi senilai 2.108 kW dihasilkan pada beban *high* dengan volume nanofluida 40 ml, sedangkan \dot{Q}_{evp} terendah senilai 1.954 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume nanofluida 0 ml.

Kapasitas evaporator merupakan kemampuan evaporator untuk memberikan efek refrigerasi terhadap refrigeran. Efek refrigerasi adalah kemampuan evaporator menyerap kalor dari udara di dalam ruangan untuk menguapkan refrigeran di dalam evaporator, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.5. Semakin besar beban evaporator, semakin banyak jumlah udara yang digunakan untuk menguapkan refrigeran sehingga laju perpindahan panas yang terjadi semakin besar. Proses perpindahan panas dapat diamati lebih lanjut dengan menggunakan prinsip kesetimbangan energi antara udara dan refrigeran.

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = \dot{Q}_{\text{udara}} \dots\dots\dots 4.15$$

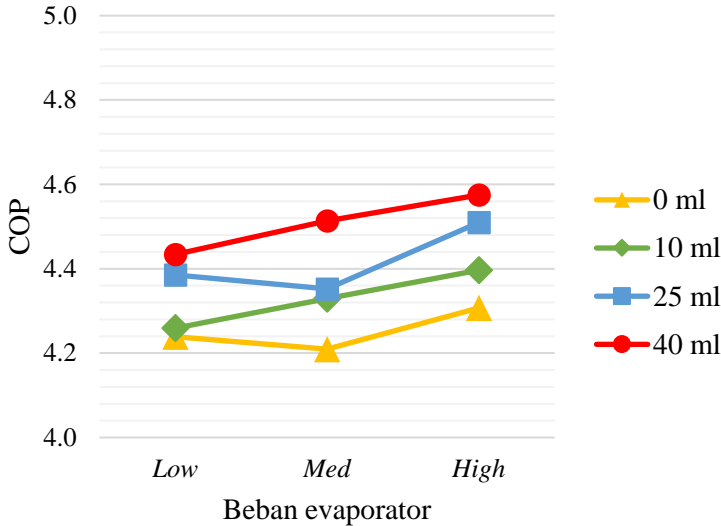
$$\dot{m}_{\text{ref}} (h_1 - h_4) = \dot{m}_{\text{udara}} (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \dots\dots\dots 4.16$$

Dalam hal ini, laju alir massa dan temperatur udara masuk dan keluar evaporator sulit diukur karena keterbatasan konstruksi alat eksperimen. Walaupun demikian, peningkatan beban evaporator secara konseptual mengindikasikan laju alir massa udara (\dot{m}_{udara}) yang semakin besar. Pada kondisi laju alir massa refrigeran (\dot{m}_{ref}) konstan, selisih entalpi ($h_1 - h_4$) mengalami peningkatan. Dengan demikian, kenaikan beban evaporator menyebabkan kenaikan kapasitas evaporator, sesuai dengan hasil eksperimen variasi 0, 10 dan 40 ml.

Walaupun demikian, tren kurva 25 ml tidak menunjukkan kesesuaian dengan teori. Hal ini dapat dipengaruhi oleh perubahan tingkat keadaan *discharge* kompresor yang menyebabkan penurunan kerja kompresor. Semakin rendah kerja kompresor, semakin rendah energi yang diberikan terhadap refrigeran untuk bersirkulasi di dalam sistem. Oleh karena itu, ketika refrigeran memasuki evaporator, energi

yang digunakan untuk melakukan evaporasi juga berkurang sehingga kapasitas evaporator turun.

4.2.2.4 Grafik COP sebagai Fungsi Beban Evaporator



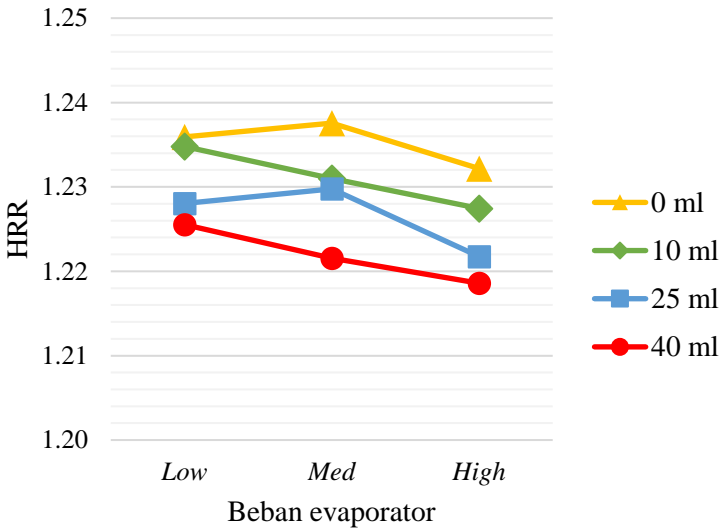
Gambar IV.7 Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator.

Berdasarkan grafik COP yang ditampilkan pada Gambar 4.6, penambahan volume nanofluida menyebabkan peningkatan COP pada masing-masing beban evaporator. Pengaruh nanofluida yang paling signifikan terhadap peningkatan COP terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml, yaitu sebesar 6.76% (4.575). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan COP. Walaupun demikian, tren kurva 0 dan 25 ml yang mengalami penurunan pada beban *medium* tidak sama dengan tren kurva 10 dan 40 ml yang naik secara linear. COP tertinggi senilai 4.575 dihasilkan pada beban *high* dengan volume 40 ml, sedangkan COP terendah senilai 4.209 dihasilkan pada beban *medium* dengan volume 0 ml.

COP merupakan perbandingan kapasitas evaporator terhadap kerja kompresor, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.10. Peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan keduanya sehingga COP juga naik. Di samping itu, aplikasi nanofluida menyebabkan peningkatan kerja kompresor akibat proses restorasi ion logam terhadap permukaan kompresor yang aus. Kerja kompresor yang semakin besar menyebabkan energi refrigeran semakin besar sehingga kemampuannya menyerap panas di dalam evaporator juga semakin besar. Hal ini menyebabkan kenaikan nilai COP pada masing-masing beban evaporator. Dalam hal ini, hasil eksperimen pada semua variasi menunjukkan kesesuaian dengan teori.

Walaupun demikian, tren kurva yang dihasilkan volume 25 ml berbeda dengan yang dihasilkan pada variasi penambahan nanofluida lainnya, yaitu 10 dan 40 ml. Perubahan nilai COP yang cukup signifikan terjadi pada beban *medium*. Tren serupa untuk volume 25 ml juga ditunjukkan pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.5 yang menampilkan grafik kerja kompresor dan kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator. Hal ini dapat disebabkan karena kesalahan pengukuran maupun perubahan *properties* pelumas akibat penambahan nanofluida yang memengaruhi kerja kompresor.

4.2.2.5 Grafik HRR sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar IV.8 Grafik HRR sebagai fungsi beban evaporator.

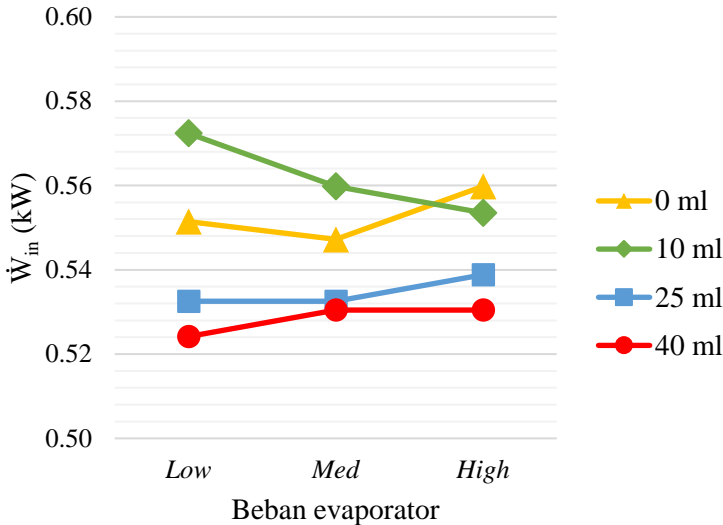
Berdasarkan grafik HRR yang ditampilkan pada Gambar 4.7, penambahan volume nanofluida menyebabkan penurunan HRR pada masing-masing beban evaporator. Pengaruh nanofluida paling signifikan terjadi pada beban *medium* dengan volume 40 ml, yaitu sebesar 1.29% (1.222). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan penurunan HRR. Nilai HRR tertinggi sebesar 1.238 dihasilkan pada beban *medium* dengan volume nanofluida 0 ml, sedangkan nilai HRR terendah sebesar 1.219 dihasilkan pada beban *high* dengan volume nanofluida 40 ml.

HRR merupakan rasio kapasitas kondensor terhadap kapasitas evaporator, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.12. Perubahan kapasitas kondensor secara tidak langsung dipengaruhi oleh peningkatan beban evaporator dengan timbulnya kenaikan kerja kompresor. Semakin besar

kerja yang diberikan kompresor terhadap refrigeran, semakin besar energi yang dimiliki refrigeran untuk melakukan kondensasi. Dengan kata lain, semakin banyak panas buang yang dihasilkan sehingga kapasitas kondensor naik. Peningkatan beban evaporator juga menyebabkan kenaikan kapasitas evaporator, seperti dibahas dalam subbab 4.2.2.3. Selain itu, peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan nilai COP seperti dibahas dalam subbab 4.2.2.4 sehingga nilai penyebut dalam persamaan 2.12 menjadi semakin besar. Hal ini menyebabkan HRR turun. Tren serupa dihasilkan pada variasi dengan nanofluida untuk beban evaporator yang sama maupun beban yang semakin besar. Dalam hal ini, hasil eksperimen pada semua variasi menunjukkan kesesuaian dengan teori.

Walaupun demikian, tren kurva yang dihasilkan volume 25 ml berbeda dengan yang dihasilkan volume 10 dan 40 ml. Kurva 25 ml menunjukkan sedikit peningkatan nilai HRR pada beban *medium*, tidak seperti kurva 10 dan 40 ml yang turun secara linear. Hal ini dapat disebabkan karena penurunan nilai COP yang memengaruhi perubahan jumlah panas buang di dalam kondensor.

4.2.2.6 Grafik Daya Listrik sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar IV.9 Grafik \dot{W}_{in} sebagai fungsi beban evaporator.

Berdasarkan grafik daya listrik yang ditampilkan pada Gambar 4.8, penambahan volume nanofluida menyebabkan penurunan daya listrik pada beban *high*. Pada beban *medium* dan *low*, penambahan 10 ml nanofluida justru meningkatkan konsumsi daya listrik, namun volume 25 dan 40 ml menghasilkan daya listrik yang lebih rendah dari volume 0 ml. Pengaruh nanofluida yang paling signifikan terhadap penurunan \dot{W}_{in} terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml, yaitu sebesar 5.36% (0.461 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan daya listrik pada volume 0, 25 dan 40 ml dan penurunan daya listrik yang cukup signifikan pada volume 10 ml. Nilai \dot{W}_{in} tertinggi sebesar 0.572 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume nanofluida 10 ml,

sedangkan nilai \dot{W}_{in} terendah sebesar 0.524 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume nanofluida 40 ml.

Daya listrik merupakan jumlah listrik yang disuplai ke motor kompresor untuk menggerakkan komponen mekanis agar dapat melakukan kompresi, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.13. Peningkatan beban evaporator menimbulkan peningkatan kerja kompresor untuk memenuhi kebutuhan refrigerasi sistem yang semakin besar. Hal ini menyebabkan kebutuhan konsumsi listrik oleh motor kompresor meningkat. Walaupun demikian, voltase listrik yang disuplai dari *inverter* untuk frekuensi listrik yang sama bernilai tetap dengan nilai $\cos \theta$ konstan sehingga perubahan daya listrik hanya dipengaruhi oleh perubahan arus. Di samping itu, penambahan nanofluida menyebabkan penurunan kerja kompresor pada beban evaporator yang sama maupun pada beban yang semakin besar karena adanya proses restorasi logam. Hal ini menyebabkan kebutuhan daya listrik kompresor semakin rendah.

Jika dilihat secara umum, grafik daya listrik pada Gambar 4.8 menghasilkan tren yang berbeda cukup signifikan dengan grafik kerja kompresor pada Gambar 4.1. Padahal, tren yang dihasilkan pada kedua grafik seharusnya sama karena kerugian yang timbul akibat efisiensi motor, mekanis maupun termal relatif sama. Secara teoritis, kerja bersih yang dapat dihasilkan oleh kompresor *scroll* berdasarkan *compressor loss analysis* pada Gambar 2.5 adalah 74.2%. Perbandingan kebutuhan daya listrik dan kerja termodinamika yang diperoleh dari eksperimen dapat dilihat pada Tabel 4.3.

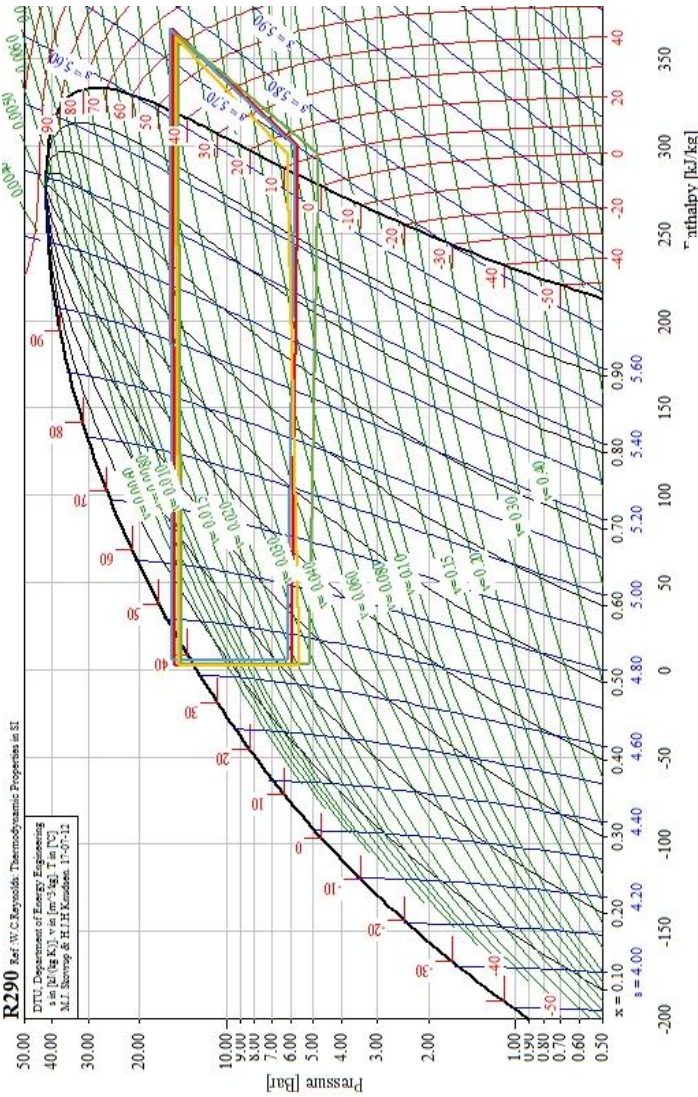
Tabel IV.3 Perbandingan daya listrik dan kerja kompresor termodinamika.

Volume nanofluida (ml)	Beban evaporator	\dot{W}_{in} (kW)	\dot{W}_c (kW)	$\frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{in}}$
0	<i>Low</i>	0.551	0.322	58.44
	<i>Med</i>	0.547	0.325	59.41
	<i>High</i>	0.56	0.323	57.68
10	<i>Low</i>	0.572	0.484	84.62
	<i>Med</i>	0.56	0.475	84.82
	<i>High</i>	0.554	0.471	85.02
25	<i>Low</i>	0.539	0.472	87.57
	<i>Med</i>	0.533	0.471	88.37
	<i>High</i>	0.539	0.459	85.16
40	<i>Low</i>	0.524	0.474	90.46
	<i>Med</i>	0.53	0.467	88.11
	<i>High</i>	0.53	0.461	86.98

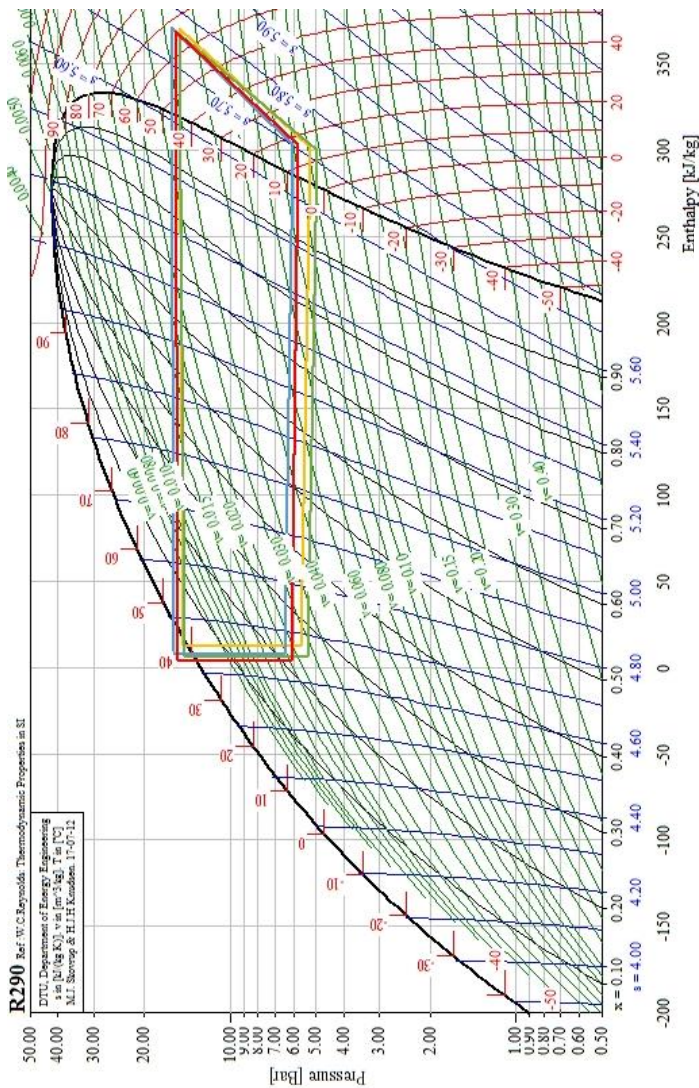
Tabel 4.2 menunjukkan bahwa penambahan nanofluida meningkatkan persentase kerja bersih (*useful work*) dari total suplai daya listrik yang dapat digunakan untuk melakukan proses kompresi secara termodinamika. Walaupun demikian, terjadi penurunan nilai $\frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{in}}$ untuk volume 40 ml pada beban *medium* dan *high*. Hal ini dapat disebabkan karena kesalahan pengukuran maupun *properties* nanofluida dan pelumas yang tidak sesuai dengan kondisi kompresor pada beban tersebut.

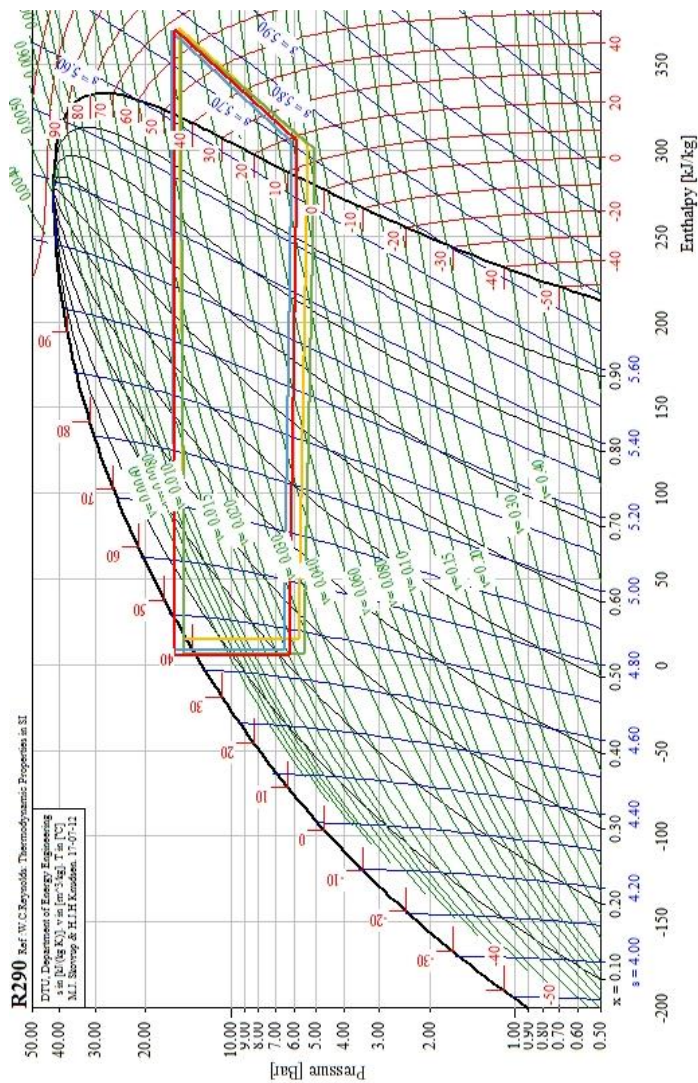
Hasil eksperimen yang ditampilkan pada Gambar 4.8 menunjukkan bahwa volume 0, 25 dan 40 ml menunjukkan kesesuaian dengan teori. Sementara itu, hasil eksperimen pada volume 10 ml menghasilkan tren kurva yang berbeda cukup signifikan. Selain itu, hasil eksperimen pada beban *medium* dan *low* menunjukkan peningkatan daya listrik akibat penambahan nanofluida 10 ml. Hal ini dapat disebabkan karena kesalahan pengukuran maupun perubahan *properties* pelumas kompresor yang memengaruhi perubahan kebutuhan daya listrik.

4.2.2.7 Diagram p-h untuk Setiap Beban Evaporator



Gambar IV.10 Diagram p-h untuk beban *low*.

Gambar IV.11 Diagram p-h untuk beban *medium*.



Gambar IV.12 Diagram p-h untuk beban *high*.

Gambar 4.10 merupakan perbandingan siklus refrigerasi keempat variasi volume nanofluida pada diagram p-h propana untuk beban *low*. Kurva kuning menunjukkan volume 0 ml, kurva hijau menunjukkan volume 10 ml, kurva biru menunjukkan volume 25 ml, dan kurva merah menunjukkan volume 40 ml. Berdasarkan gambar tersebut, pengaruh nanofluida tidak signifikan terhadap performa siklus refrigerasi, kecuali pada kurva hijau. Kurva hijau menampilkan garis tekanan evaporasi dan tekanan *suction* yang lebih rendah dibandingkan dengan tiga kurva lainnya, namun garis tekanan *discharge* dan tekanan kondensasi keempat variasi terletak hampir berhimpitan. Tekanan evaporasi bernilai 6.22967 bar, tekanan *suction* bernilai 5.8266 bar, tekanan *discharge* bernilai 15.82675 bar, dan tekanan kondensasi bernilai 15.3348 bar.

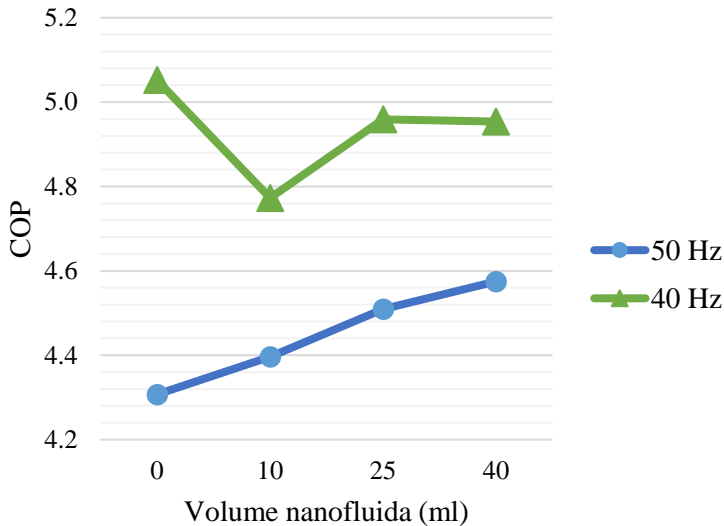
Gambar 4.11 merupakan perbandingan siklus refrigerasi keempat variasi volume nanofluida pada diagram p-h propana untuk beban *medium*. Berdasarkan gambar tersebut, variasi volume 10 ml menghasilkan tekanan evaporasi dan *suction* terendah senilai 6.38745 bar dan 6.00368 bar, sedangkan variasi volume 25 ml menghasilkan tekanan *discharge* dan kondensasi tertinggi senilai 16.17125 bar dan 15.68895 bar. Variasi 40 ml menghasilkan entalpi terendah senilai 4.639 kJ/kg.

Gambar 4.12 merupakan perbandingan siklus refrigerasi keempat variasi volume nanofluida pada diagram p-h propana untuk beban *high*. Berdasarkan gambar tersebut, variasi volume 10 ml menghasilkan tekanan evaporasi dan *suction* terendah senilai 6.22967 bar dan 5.8266 bar, sedangkan variasi volume 40 ml menghasilkan tekanan *discharge* dan kondensasi tertinggi senilai 15.45262 bar dan 15.13775 bar. Variasi 40 ml menghasilkan entalpi terendah senilai 3.225 kJ/kg.

Penurunan tekanan *suction* menyebabkan kenaikan nilai *pressure ratio* kompresor sehingga kerja kompresi yang dibutuhkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan garis kompresi kurva hijau pada Gambar 4.10 yang lebih panjang. Di samping

itu, perubahan *pressure ratio* juga berdampak pada garis ekspansi yang lebih panjang sehingga tekanan evaporasi lebih rendah. Penurunan tekanan evaporasi mengindikasikan penurunan temperatur evaporasi sehingga kapasitas evaporasi yang dihasilkan semakin besar. Selain itu, nilai entalpi keluar kondensor yang semakin rendah mengindikasikan proses kondensasi yang semakin efektif karena refrigeran berada dalam kondisi *subcool*.

4.2.2.8 Perbandingan Unjuk Kerja AC pada Frekuensi yang Berbeda



Gambar IV.13 Perbandingan COP pada frekuensi 40 dan 50 Hz.

Berdasarkan grafik perbandingan COP beban *high* yang ditampilkan pada Gambar 4.12, penambahan volume nanofluida menyebabkan peningkatan nilai COP pada masing-masing frekuensi listrik. Jika ditinjau pada masing-masing volume, COP yang dihasilkan pada frekuensi 40 Hz bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan frekuensi 50 Hz. COP

tertinggi senilai 4.954 dihasilkan pada frekuensi 40 Hz untuk volume 40 ml, sedangkan COP terendah senilai 4.307 dihasilkan pada frekuensi 40 Hz untuk volume 0 ml.

COP merupakan perbandingan kapasitas evaporator dengan kerja kompresor. Perubahan frekuensi listrik berpengaruh terhadap daya listrik yang masuk kompresor. Frekuensi listrik yang lebih rendah menyebabkan *input* arus listrik berkurang sehingga daya listrik yang digunakan untuk menggerakkan motor kompresor juga berkurang. Dengan kecepatan putar motor yang lebih rendah, kerja kompresor yang ditimbulkan juga berkurang. Hal ini mengakibatkan perbedaan nilai COP yang signifikan antara variansi frekuensi 40 dan 50 Hz.

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

1. Aplikasi nanofluida memberikan pengaruh signifikan terhadap unjuk kerja AC.
 - a. Peningkatan COP sebesar 7.5% terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml.
 - b. Penurunan HRR sebesar 1.29% terjadi pada beban *medium* dengan volume 40 ml.
 - c. Peningkatan kapasitas evaporator sebesar 4.93% terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml.
 - d. Penambahan nanofluida meningkatkan nilai COP pada variasi frekuensi 40 Hz dan 50 Hz.
2. Aplikasi nanofluida memberikan pengaruh signifikan terhadap kerja kompresor AC.
 - a. Penurunan kerja kompresor sebesar 3.16% terjadi pada beban *high* dengan volume 25 ml.
 - b. Peningkatan efisiensi isentropis kompresor sebesar 11.36% terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml.
 - c. Penurunan daya listrik sebesar 5.36% terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml.

5.2 Saran

Saran yang ingin diberikan terhadap penelitian ini adalah:

1. *Properties* nanofluida yang digunakan dalam eksperimen ini tidak diketahui sehingga perubahan perilaku sistem akibat penambahan nanofluida tidak dapat dianalisis secara mendalam. *Properties* nanopartikel dan *base fluid* serta proses pembuatan nanofluida juga tidak diketahui. Padahal, ketiga hal tersebut dapat memengaruhi efektivitas nanofluida. Oleh karena itu, penelitian selanjutnya perlu mendeskripsikan *properties* nanofluida

agar pengaruhnya terhadap performa kompresor maupun sistem refrigerasi dapat diamati secara cermat.

2. *Useful work* yang dihasilkan pada penambahan nanofluida 10 ml menunjukkan tren naik, sedangkan untuk volume 25 dan 40 ml menunjukkan tren sebaliknya. Salah satu faktor yang mungkin memengaruhi tren tersebut adalah rasio volume nanofluida terhadap volume pelumas (v/v). Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk *range* volume 10-25 ml.
3. Perlu adanya alat ukur yang lebih presisi untuk mengukur perubahan nilai debit serta tekanan dan temperatur refrigeran pada masing-masing tingkat keadaan.
4. Penelitian dapat menggunakan variasi jenis refrigeran, pelumas kompresor, jenis nanopartikel, dan beban pendinginan untuk mengetahui variasi mana yang menghasilkan nilai COP yang paling optimum dengan kebutuhan kerja kompresor yang paling minimum.

DAFTAR PUSTAKA

1. Abbas, M., Walvekar, R. G., Hajibeigy, M. T., & Javadi, F. S. (2013). Efficient Air-Condition Unit By Using Nano-Refrigerant. *Eureca*.
2. Arora, C. P. (1983). *Refrigeration and Air Conditioning*. New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
3. Badan Standardisasi Nasional (BSN). (2000). *Konservasi Energi Sistem Tata Udara pada Bangunan Gedung*.
4. Bi, S.-s., Shi, L., & Zhang, L.-l. (2008). Application of nanoparticles in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 28, 1834-1843.
5. Choi, S. U., & Eastman, J. A. (1995, October). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. (W. H. Siginer D. A., Ed.) *FED*, 231 (Developments and Applications of Non-Newtonian Flows), 1995-1999.
6. Cui, M. M. (2004). Investigation on the Oil Supply System of a Scroll Compressor. *International Compressor Engineering Conference*. Purdue University. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1684>
7. Direktorat Jenderal Ketenagalistrikan. (2016). *Statistik Ketenagalistrikan 2015*. Jakarta: Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral.
8. Fernandez, B. R. (2011). *Sintesis Nanopartikel*. Padang: Universitas Andalas.
9. Fitriandi, A. (2008). *Karakteristik Bahan dan Aspek Lingkungan Refrigeran Hidrokarbon* -Menuju Indonesia Bebas ODS-*. Retrieved March 13, 2017, from <http://indonesiasejahtera.wordpress.com/2007/11/01/karakteristik-bahan-dan-aspek-lingkungan-refrigeran-hidrokarbon-2/amp/>
10. Hwang, Y., Lee, C., Choi, Y., Cheong, S., Kim, D., Lee, K., . . . Kim, S. (2011). Effect of the size and morphology of particles dispersed in nano-oil on friction performance between

- rotating discs. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(11), 2853-2857.
11. Ibrohim, F. (2016). *Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Kecepatan Putaran Kompresor pada Sistem Pengkondisian Udara dengan Pre-Cooling*. Surabaya: ITS.
 12. Majgaonkar, A. (2016). Use of Nanoparticles In Refrigeration Systems: A Literature Review Paper. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue University. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1704>
 13. Metarizer Corporation. (n.d.). Retrieved March 3, 2017, from <http://metarizer.co.jp>
 14. Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (5 ed.). West Sussex: John Wiley & Sons, Inc.
 15. Nieter, J. J. (1990). Dynamics of Compliance Mechanisms Scroll Compressors, Part II: Radial Compliance. *International Compressor Engineering Conference*. Purdue University. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/icec/720>
 16. Nieter, J. J., & Barito, T. (1990). Dynamics of Compliance Mechanisms in Scroll Compressors, Part I: Axial Compliance. *International Compressor Engineering Conference*. Purdue University. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/icec/719>
 17. Papade, C. V., & Wale, R. S. (2015). Performance Improvement of Air Conditioning System by Using Nanorefrigerant. *International Journal of Advances in Engineering Research*, 10(1).
 18. Rozaq, A., Siddiq, N. A., Putra, R. K., Yusuf Z., M. D., & Muyasaroh, S. (2014). Studi Eksperimental Nanorefrigeran TiO₂-R600a Sebagai Refrigeran Masa Depan.
 19. Short, G. D., Rajewski, T. E., & Oberle, J. E. (1996). Refrigeration Lubricants - Current Practice and Future Development. *International Refrigeration and Air*

- Conditioning*. Purdue University. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/335>
20. Wang, S. K. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (2 ed.). New York: McGraw-Hill.

LAMPIRAN

A.1. Data Hasil Eksperimen untuk Frekuensi Listrik $f = 50 \text{ Hz}$

Volume nanofluida = 0 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p₁ (psi)	T₁ (°C)	p₂ (psi)	T₂ (°C)	p₃ (psi)	T₃ (°C)	p₄ (psi)	T₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.63	0.015	75	15.1	220	65.19	212.29	42.29	81	10.04
<i>Med</i>	220	2.61	0.015	76	18.29	220	68.69	211.43	41.74	82	12.4
<i>High</i>	220	2.67	0.015	78	19.4	221.29	69.3	211	38.21	84	11.47

Volume nanofluida = 10 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p₁ (psi)	T₁ (°C)	p₂ (psi)	T₂ (°C)	p₃ (psi)	T₃ (°C)	p₄ (psi)	T₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.73	0.015	69.86	13.79	215	65.24	207.86	38.29	75.71	8.5
<i>Med</i>	220	2.67	0.015	72.43	16.71	218	67.21	210	39.59	78	10.53
<i>High</i>	220	2.64	0.015	73.71	17.46	220	67.6	213	39.47	80.29	10.74

Volume nanofluida = 25 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p₁ (psi)	T₁ (°C)	p₂ (psi)	T₂ (°C)	p₃ (psi)	T₃ (°C)	p₄ (psi)	T₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.57	0.015	69.43	16.36	214.86	66.73	209.86	39.26	75.43	9.16
<i>Med</i>	220	2.54	0.015	73.14	18.66	213	68.33	220	39.94	79	10.39
<i>High</i>	220	2.57	0.015	74.14	19.41	221.57	68.63	215.29	40.4	80	11.16

Volume nanofluida = 40 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p₁ (psi)	T₁ (°C)	p₂ (psi)	T₂ (°C)	p₃ (psi)	T₃ (°C)	p₄ (psi)	T₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.5	0.015	67.14	16.13	209.57	66.27	205	38.21	72.43	8.23
<i>Med</i>	220	2.63	0.015	69	17.87	211	67.21	208	38.7	74	9.19
<i>High</i>	220	2.53	0.015	69.86	19.24	213.71	68.19	209	39.21	75.71	10.09

A.2. Data Hasil Eksperimen untuk Frekuensi Listrik $f = 40$ Hz

Volume nanofluida = 0 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p ₁ (psi)	T ₁ (°C)	p ₂ (psi)	T ₂ (°C)	p ₃ (psi)	T ₃ (°C)	p ₄ (psi)	T ₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.9	0.015	86.29	14.6	220	61.94	212	37.57	90	10.01
<i>Med</i>	220	2.91	0.015	87	15.44	220	61.81	213	38.13	90.43	10.67
<i>High</i>	220	2.9	0.015	87	15.67	220	60.91	212.43	36	90	7.69

Volume nanofluida = 10 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p ₁ (psi)	T ₁ (°C)	p ₂ (psi)	T ₂ (°C)	p ₃ (psi)	T ₃ (°C)	p ₄ (psi)	T ₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.87	0.015	80.86	15.97	212.29	62.89	207.86	39.33	84	12.03
<i>Med</i>	220	2.9	0.015	83.14	18.34	214.71	63.81	210	39.61	86	12.63
<i>High</i>	220	2.9	0.015	84	19.03	215	64.64	210	40.03	87.14	13.07

Volume nanofluida = 25 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p ₁ (psi)	T ₁ (°C)	p ₂ (psi)	T ₂ (°C)	p ₃ (psi)	T ₃ (°C)	p ₄ (psi)	T ₄ (°C)
<i>Low</i>	220	2.86	0.015	79.14	18.27	209.57	63.71	205	38.43	82.14	11.87

Med	220	2.87	0.015	81	19.73	210.14	64.73	207	39.17	84	12.73
High	220	2.89	0.015	82	20.14	211.14	64.86	207.57	39.04	84.86	12.89

Volume nanofluida = 40 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (L/s)	p₁ (psi)	T₁ (°C)	p₂ (psi)	T₂ (°C)	p₃ (psi)	T₃ (°C)	p₄ (psi)	T₄ (°C)
Low	220	2.9	0.015	78	18.43	210.14	64.89	208	39.07	81.29	11.4
Med	220	2.9	0.015	79	18.94	210.14	65.21	208	39.17	82	11.51
High	220	2.8	0.015	78.71	19.5	207.57	64.53	203.14	38.37	81.71	11.51

A.3. Data Hasil Perhitungan untuk Frekuensi Listrik $f = 50$ Hz

Volume nanofluida = 0 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m³/s)	p₁ (MPa)	T₁ (°C)	h₁ (kJ/kg)	s₁ (kJ/kg·K)	p₂ (MPa)	T₂ (°C)
Low	220	2.63	0.000015	0.618075	15.1	296.2	5.677	1.617125	65.19
Med	220	2.61	0.000015	0.624965	18.29	301.9	5.695	1.617125	68.69
High	220	2.67	0.000015	0.638745	19.4	303.4	5.696	1.626013	69.3

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
342.5	362.5	1.564003	42.29	15.18	0.002157	0.659415	10.04	3.204
348.4	370.4	1.558078	41.74	13.55	0.002152	0.666305	12.4	13.55
349.1	371.5	1.555115	38.21	3.204	0.002121	0.680085	11.47	15.18

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.551	0.007	0.322	0.461	0.698	2.415	1.954	4.239	1.236
0.547	0.007	0.325	0.477	0.680	2.487	2.010	4.209	1.238
0.560	0.007	0.323	0.482	0.671	2.605	2.123	4.408	1.227

Volume nanofluida = 10 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
<i>Low</i>	220	2.73	0.000015	0.582660	13.79	295.2	5.683	1.582675	65.24
<i>Med</i>	220	2.67	0.000015	0.600368	16.71	299.9	5.695	1.603345	67.21
<i>High</i>	220	2.64	0.000015	0.609187	17.46	301	5.696	1.617125	67.6

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
343.6	363.7	1.533480	38.29	3.447	0.002122	0.622967	8.5	3.447
348	367.5	1.548225	39.59	7.229	0.002133	0.638745	10.53	7.229
348.8	367.9	1.568895	39.47	6.866	0.002131	0.654523	10.74	6.866

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.572	0.007	0.342	0.484	0.707	2.547	2.062	4.259	1.235
0.560	0.007	0.338	0.475	0.712	2.534	2.058	4.329	1.231
0.554	0.007	0.336	0.471	0.714	2.541	2.070	4.397	1.227

Volume nanofluida = 25 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
Low	220	2.57	0.000015	0.579698	16.36	300.1	5.701	1.581710	66.73
Med	220	2.54	0.000015	0.605260	18.66	303.3	5.705	1.568895	68.33
High	220	2.57	0.000015	0.612150	19.41	304.5	5.707	1.627942	68.63

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
349.4	367.1	1.547260	39.26	6.265	0.00213	0.621038	9.16	6.265
350.3	371.1	1.568895	39.94	8.214	0.002134	0.645635	10.39	8.214
352.8	369.9	1.584673	40.4	9.582	0.002139	0.652525	11.16	9.582

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.539	0.007	0.347	0.472	0.736	2.541	2.069	4.386	1.228
0.533	0.007	0.330	0.477	0.693	2.551	2.074	4.352	1.230
0.539	0.007	0.339	0.459	0.739	2.527	2.068	4.509	1.222

Volume nanofluida = 40 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
<i>Low</i>	220	2.5	0.000015	0.563920	16.13	300.3	5.706	1.545262	66.27
<i>Med</i>	220	2.63	0.000015	0.576735	17.87	303	5.712	1.555115	67.21
<i>High</i>	220	2.53	0.000015	0.582660	19.24	305.3	5.718	1.573787	68.19

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
350	367.3	1.513775	38.21	3.225	0.002122	0.600368	8.23	3.225
352.2	369.1	1.534445	38.7	4.639	0.002125	0.611185	9.19	4.639
354.8	370.7	1.584673	39.21	6.099	0.002129	0.622967	10.09	6.099

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.524	0.007	0.351	0.474	0.742	2.574	2.100	4.434	1.226
0.530	0.007	0.347	0.467	0.744	2.573	2.106	4.514	1.222
0.530	0.007	0.349	0.461	0.757	2.569	2.108	4.575	1.219

A.4. Data Hasil Perhitungan untuk Frekuensi Listrik $f = 40$ Hz

Volume nanofluida = 0 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
<i>Low</i>	220	2.9	0.000015	0.695863	14.6	292	5.643	1.617125	61.94
<i>Med</i>	220	2.91	0.000015	0.59943	15.44	293.4	5.647	1.617125	61.81
<i>High</i>	220	2.9	0.000015	0.59943	15.67	293.9	5.648	1.617125	60.91

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
331.4	355	1.562005	37.57	1.347	0.002115	0.721425	10.01	1.347
332.6	354.7	1.568895	38.13	2.965	0.00212	0.724388	10.67	2.965
333.1	352.7	1.564968	36	-3.175	0.002103	0.721425	7.69	-3.175

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.608	0.007	0.279	0.447	0.625	2.508	2.061	4.614	1.217
0.610	0.007	0.277	0.434	0.639	2.489	2.055	4.738	1.211
0.608	0.007	0.280	0.419	0.667	2.538	2.119	5.052	1.198

Volume nanofluida = 10 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
<i>Low</i>	220	2.87	0.000015	0.557125	15.97	296.2	5.667	1.462678	62.89
<i>Med</i>	220	2.9	0.000015	0.572835	18.34	300	5.676	1.479352	63.81
<i>High</i>	220	2.9	0.000015	0.578760	19.03	301.1	5.678	1.481350	64.64

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m³/kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
337.5	359.1	1.432155	39.33	6.477	0.002131	0.578760	12.03	6.477
341.1	360.6	1.446900	39.61	7.288	0.002133	0.592540	12.63	7.288
341.8	362.4	1.446900	40.03	8.518	0.002137	0.600395	13.07	8.518

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.602	0.007	0.291	0.443	0.657	2.482	2.039	4.606	1.217
0.608	0.007	0.289	0.426	0.678	2.485	2.058	4.830	1.207
0.608	0.007	0.286	0.430	0.664	2.484	2.054	4.773	1.210

Volume nanofluida = 25 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m³/s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
<i>Low</i>	220	2.86	0.000015	0.646600	18.27	301	5.686	1.545262	63.71
<i>Med</i>	220	2.87	0.000015	0.659415	19.73	303.2	5.69	1.549190	64.73
<i>High</i>	220	2.89	0.000015	0.666305	20.14	303.7	5.691	1.556080	64.86

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
343.3	361.6	1.513775	38.43	3.864	0.002124	0.101325	11.87	3.864
344.7	363.7	1.527555	39.17	6.013	0.00213	0.101325	12.73	6.013
345.1	363.8	1.531482	39.04	5.632	0.002128	0.101325	12.89	5.632

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.600	0.007	0.299	0.428	0.698	2.526	2.098	4.903	1.204
0.602	0.007	0.292	0.426	0.686	2.519	2.093	4.912	1.204
0.606	0.007	0.292	0.424	0.689	2.525	2.101	4.960	1.202

Volume nanofluida = 40 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)
<i>Low</i>	220	2.9	0.000015	0.638745	18.43	301.6	5.69	1.549190	64.89
<i>Med</i>	220	2.9	0.000015	0.645635	18.94	302.3	5.691	1.549190	65.21
<i>High</i>	220	2.8	0.000015	0.643637	19.5	303.4	5.695	1.531482	64.53

h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m³/kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
344.8	364.1	1.534445	39.07	5.718	0.002129	0.661413	11.4	5.718
345	364.8	1.534445	39.17	6.01	0.002129	0.666305	11.51	6.01
345.8	363.9	1.531482	38.37	3.681	0.002123	0.664307	11.51	3.681

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
0.608	0.007	0.304	0.440	0.691	2.525	2.085	4.734	1.211
0.608	0.007	0.301	0.440	0.683	2.528	2.088	4.741	1.211
0.587	0.007	0.300	0.427	0.701	2.545	2.118	4.954	1.202

BIODATA PENULIS



Penulis adalah kelahiran Semarang, 9 Januari 1996 dan merupakan anak sulung dari dua bersaudara. Sebelum masuk Jurusan Teknik Mesin ITS, penulis pernah menempuh pendidikan di SMPN 1 Bogor dan SMA Regina Pacis Bogor.

Semasa berkuliah, penulis pernah berkecimpung di beberapa kegiatan akademik maupun non-akademik, antara lain: MEC sebagai *Head of RnD Division*, AIESEC Surabaya sebagai peserta *Global Citizen* dan *EP Mentor*, dan Lab Rekayasa Termal sebagai Asisten Laboratorium dan Asisten Mata Kuliah Perpindahan Panas dan Massa.

Berdasarkan latar belakang pendidikan dan pengalaman tersebut, penulis terbiasa bergaul dalam lingkungan yang plural sehingga ketertarikan penulis berkembang di luar disiplin ilmu keteknikan. Penulis juga sangat terbuka terhadap saran dan kritik yang membangun, baik untuk Tugas Akhir ini ataupun hal-hal lainnya. Untuk keperluan diskusi, penulis dapat dihubungi melalui e-mail: arin9196@gmail.com.